

**Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto**



**Análise e dimensionamento de um sistema de  
arrefecimento solar por ejeção**

André Filipe Pereira de Andrade

Dissertação realizada no âmbito do  
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica  
Energia Térmica

Orientador: Prof. Szabolcs Varga  
Coorientadora: Prof. Ana Palmero

21-07-2014







# Resumo

Os equipamentos de ar condicionado e refrigeração apresentam um peso crescente no aumento do consumo energético de edifícios verificado nas últimas décadas. Os sistemas de arrefecimento que utilizam como fonte a energia solar vêm trazer uma alternativa muito valiosa aos sistemas convencionais de arrefecimento que trazem graves problemas a nível da sustentabilidade. A grande vantagem dos sistemas de arrefecimento solar com ciclo por ejeção é a necessidade de temperaturas médias (80-120°C) para o acionamento do ciclo que podem ser provenientes da radiação solar captada por coletores solares térmicos. Uma vez que a necessidade de arrefecimento em edifícios coincide com alturas em que a intensidade da radiação solar é elevada, os sistemas de arrefecimento que utilizam energia proveniente do sol é uma mais-valia para a crise energética que nos deparamos nos dias de hoje.

A presente dissertação tem como principal objetivo o estudo de um sistema de arrefecimento solar com ciclo ejedor para o período de Verão. O estudo numérico foi realizado com auxílio do programa TRNSYS e com os dados meteorológicos da cidade do Porto. O sistema modelado contém três subsistemas: i) o solar, composto por coletores solares de tubos de vácuo e um reservatório de água quente; ii) o ciclo de arrefecimento, com ejedor de geometria variável e iii) o subsistema da carga de arrefecimento com um reservatório de água fria e espaço com volume de 37,2m<sup>3</sup>. Primeiramente realizou-se um estudo paramétrico com o objetivo de estimar a área e a inclinação dos coletores solares térmicos e o volume do reservatório de água quente apropriados. O estudo realizou-se tendo como referência 5% das horas totais do período de Verão (Maio-Setembro) acima de 26°C no interior do espaço modelado. Dos resultados obteve-se uma área de coletores solares de tubos de vácuo igual a 15m<sup>2</sup>, uma inclinação de 20° e um reservatório de água quente de 150l. O desempenho do sistema solar de arrefecimento com ejedor de geometria variável obteve uma eficiência total no período de Verão de 16,5%, com uma eficiência média dos coletores solares de 50% e o  $COP_{ej}$  médio para o mesmo período de tempo foi 0,39.



# Abstract

Conditioning and refrigeration systems have an increasing role in the increase of buildings energy consumption during last decades. Cooling systems running solar energy source are valuable alternatives to conventional cooling systems that represent a serious problem in terms of sustainability. The main advantage of a solar cooling system with ejector cycle is the need of medium temperatures (80-120°C) to drive the cycle that can be provided by solar thermal collectors. Since the need for cooling in buildings coincide with periods of high solar radiation, the cooling systems that use energy from the sun is advantageous, especially in the context of the energy crisis of today.

The aim of this thesis is to study a solar driven ejector cooling cycle for the summer period. The numerical study was performed with the aid of the TRNSYS software and meteorological data from the city of Porto. The modeled system consists of three subsystems: i) solar, composed by evacuated tube solar collectors and a hot water tank; ii) the cooling cycle, with a variable geometry ejector; and iii) the cooling load subsystem, with a cold water reservoir and an air conditioning space with a volume of 37.2 m<sup>3</sup>. First a parametric study with the aim estimates the area and the tilt angle of solar thermal collectors and the appropriate volume of hot water tank was performed. The study was carried out with the reference that only in 5% of the total number of hour the space temperature was allowed to exceed 26°C. The results indicated that the collector area should be 15m<sup>2</sup> with a tilt angle of 20° and hot water storage have volume of 150l. The performance of the solar cooling system with variable geometry ejector achieved for the summer period is 16.5%, with an average solar collector efficiency of 50% and the average  $COP_{ej}$  0.39.





# Agradecimentos

Quero agradecer ao Professor Szabolcs Varga a constante disponibilidade e o sentido crítico que permitiu que o presente trabalho atingisse os seus objetivos, quero agradecer igualmente à Professora Ana Palmero pela disponibilidade e pela ajuda prestada sempre ao longo do trabalho. Deixo também um agradecimento ao João e ao Paulo pelos ensinamentos que me transmitiram em termos do que é a vida de um engenheiro e pela capacidade que tiveram em aturar os meus desvaneios.

Agradeço ainda a todos os amigos que ao longo destes semestres me acompanharam nos dias passados na Faculdade de Engenharia, tanto pelas críticas construtivas que fizeram como pelos momentos de descontração e partilha que proporcionaram.

Agradeço por fim ao meu pai, Filipe, à minha mãe, Sara, à irmã Rita e à minha avó Zé, por me terem acompanhado ao longo deste semestre e um obrigado muito especial à minha namorada Teresa por ter estado sempre do meu lado.

Um muito obrigado a todos os que contribuíram para o finalizar deste trabalho.



# Índice

Resumo .....	i
Abstract.....	iii
Agradecimentos .....	v
Índice.....	vii
Lista de figuras .....	ix
Lista de tabelas .....	xi
Abreviaturas, Símbolos e Subscritos .....	xiii
<b>Capítulo 1 .....</b>	<b>1</b>
Introdução .....	1
1.1 Contextualização e motivação do trabalho .....	1
1.2 Tecnologias avançadas de arrefecimento .....	3
1.3 Sistemas de ar condicionado solar com ciclo ejedor .....	8
1.3.1 Subsistema solar .....	9
1.3.2 Subsistema de refrigeração com ciclo ejedor .....	12
1.3.3 Subsistema da carga de arrefecimento .....	14
1.4 Organização da tese .....	15
<b>Capítulo 2 .....</b>	<b>17</b>
Caracterização do ciclo ejedor .....	17
2.1 Ciclo termodinâmico de arrefecimento com ejedor .....	17
2.2 Funcionamento do ejedor .....	18
2.3 Desempenho do ejedor .....	19
2.4 Fatores que influenciam o desempenho do ciclo ejedor .....	20
2.4.1 Condições Operativas.....	20
2.4.2 Fluido Frigorífico.....	22
2.4.3 Geometria do Ejedor.....	23
2.5 Importância de ejetores de geometria variável .....	24
<b>Capítulo 3 .....</b>	<b>27</b>
Simulação horária do sistema de arrefecimento solar com ejedor de geometria variável .....	27
3.1 Introdução ao TRNSYS.....	27
3.2 Modelo de implementação em TRNSYS .....	28

3.3	Dados climáticos.....	29
3.4	Subsistema Solar.....	30
3.4.1	Coletores Solares ( <i>Type 71</i> ).....	30
3.4.2	Válvula de alívio de pressão ( <i>Type 13</i> ).....	32
3.4.3	Armazenamento da energia térmica ( <i>Type 4</i> ).....	33
3.4.4	Bomba de circulação e controlador ( <i>Type 3 e 2</i> ).....	35
3.5	Subsistema de arrefecimento com ciclo ejedor.....	35
3.5.1	Gerador.....	35
3.5.2	Ejetor.....	36
3.5.3	Condensador.....	38
3.5.4	Evaporador.....	38
3.6	Subsistema da carga de arrefecimento.....	38
3.7	Estimativa da carga de arrefecimento.....	42
<b>Capítulo 4</b>	<b>.....</b>	<b>47</b>
Resultados e discussão	.....	47
4.1	Ângulo dos coletores solares.....	47
4.2	Área dos coletores solares.....	49
4.3	Volume do reservatório de água quente.....	50
4.4	Comportamento do sistema de arrefecimento.....	53
<b>Capítulo 5</b>	<b>.....</b>	<b>59</b>
Conclusões e trabalhos futuros.....		59
5.1	Conclusões.....	59
5.2	Perspetivas de trabalho futuro.....	60
<b>Referências</b>	<b>.....</b>	<b>61</b>
<b>Anexo A - Modelo implementado no TRNSYS</b>	<b>.....</b>	<b>65</b>
<b>Anexo B - Catálogo dos coletores de tubos de vácuo</b>	<b>.....</b>	<b>66</b>
<b>Anexo B - Catálogo dos de tubos de vácuo</b>	<b>.....</b>	<b>67</b>
<b>Anexo C - Catálogo do gerador de vapor</b>	<b>.....</b>	<b>67</b>
<b>Anexo D - Regressão linear para as entalpias</b>	<b>.....</b>	<b>68</b>
<b>Anexo E - Polinómio ajustado ao modelo do ejedor de geometria variável</b>	<b>.....</b>	<b>69</b>
<b>Anexo F - Caraterísticas dos materiais utilizados no TRNBuild</b>	<b>.....</b>	<b>70</b>
<b>Anexo G - Valores predominantes para ventilação natural em moradias</b>	<b>.....</b>	<b>72</b>
<b>Anexo H - Catálogo do evaporador</b>	<b>.....</b>	<b>73</b>
<b>Anexo I - Catálogo de ventiloconvetores</b>	<b>.....</b>	<b>74</b>

# Lista de figuras

Figura 1 - Sistemas de refrigeração solar [10].	3
Figura 2 - Sistema de arrefecimento solar por ejeção. a) Subsistema solar, b) subsistema de arrefecimento, c) subsistema da carga de arrefecimento [7].	8
Figura 3 - Representação esquemática do subsistema solar [5].	9
Figura 4 - Curva de rendimento de diferentes tipos de coletores solares [14].	10
Figura 5 - Coletor solar do tipo placa plana [4].	11
Figura 6 - Coletor solar de tubos de vácuo. Retirado de [34].	11
Figura 7 - Subsistema do ciclo de arrefecimento com ejedor. Adaptado de [41].	13
Figura 8 - Esquema dos ganhos de calor para uma zona com ventilação forçada [44].	15
Figura 9 - a) Ciclo de refrigeração ejedor e b) Diagrama p-h (pressão-entalpia) correspondente. Adaptado de [45].	17
Figura 10 - Secção de um ejedor e os respetivos diagramas de pressão e velocidade.	18
Figura 11 - Variação da razão de sucção com a pressão no condensador, com representação do ponto da pressão crítica para uma $T_g$ e $T_e$ constantes [47].	21
Figura 12 - Resultados experimentais com a variação da razão de sucção em função da temperatura de evaporação para valores constantes da temperatura do gerador e pressão crítica [51].	21
Figura 13 - Representação de um ejedor com geometria variável através de um <i>spindle</i> [50, 58].	24
Figura 14 - Representação esquemática do modelo utilizado na simulação em TRNSYS.	28
Figura 15 - Irradiação solar total na superfície horizontal para a região do Porto.	29
Figura 16 - Temperatura ambiente máxima, mínima e média na zona do Porto.	30
Figura 17- Exemplo das conexões entre componentes no TRNSYS (Type 109 (esquerda) e Type 71 (direita)).	31
Figura 18 - Esquema representativo de um reservatório com estratificação térmica. Adaptado [1].	34

Figura 19 - Dimensões do espaço modelado no TRNBuild. ....	39
Figura 20 - Esquema do permutador de calor Type 91 do TRNSYS. Adaptado [1].....	41
Figura 21 - Projeto no <i>Simulation Studio</i> para estimativa da carga de arrefecimento. ....	43
Figura 22 - Energia útil para os diversos ângulos do coletor solar. ....	47
Figura 23 - Rendimento dos coletores solares para os diversos ângulos do coletor solar. ....	48
Figura 24 - Energia útil mensal para um ângulo de coletores solares de 20°. ....	48
Figura 25 - Percentagem de horas no período de Verão em que a temperatura no interior da zona térmica excede os 26°C.....	49
Figura 26 - Temperatura máxima atingida no período de Verão para as diferentes áreas de coletores solares em comparação com a máxima atingida sem arrefecimento.....	50
Figura 27 - Comparação da variação da energia interna do reservatório de água quente com volume igual 100l, 150l, 200l e 250l para o dia 26 de Maio.....	51
Figura 28 - Comparação da variação da energia interna do reservatório de água quente com volume igual 100l, 150l, 200l e 250l para o dia 24 de Agosto. ....	51
Figura 29 - Comparação da variação da energia interna do reservatório de água quente com volume igual 100l, 150l, 200l e 250l para o dia 25 de Setembro.....	52
Figura 30 - Percentagem de horas em que a temperatura no interior do espaço nos meses de Verão excede 26°C.....	53
Figura 31 - Resultado da simulação em TRNSYS para os dias 14,15 e 16 de Maio.....	54
Figura 32 - Resultado da simulação em TRNSYS para os dias 14,15 e 16 de Junho. ....	54
Figura 33 - Resultado da simulação em TRNSYS para os dias 14,15 e 16 de Julho. ....	55
Figura 34 - Resultado da simulação em TRNSYS para os dias 14,15 e 16 de Agosto. ....	56
Figura 35 - Resultado da simulação em TRNSYS para os dias 14,15 e 16 de Setembro.....	56

## Lista de tabelas

Tabela 1 - Breve comparação de sistemas de arrefecimento solar. Adaptado de [4, 5, 12]. .....	5
Tabela 2 - Valores de $F_R(\tau\alpha)$ e $F_R U_L$ para diferentes tipos de coletores solares [31]. .....	10
Tabela 3 - Resultado de simulações efetuadas para diferentes fluidos frigoríficos. ....	23
Tabela 4 - Descrição dos parâmetros do componente Type 71 do TRNSYS. ....	32
Tabela 5 - Descrição dos parâmetros do componente Type 4 do TRNSYS. ....	33
Tabela 6 - Coeficientes para aproximação do modelo em CFD para o $COP_{ej}$ . ....	37
Tabela 7 - Coeficientes para aproximação do modelo em CFD para os caudais do evaporador e gerador. ....	37
Tabela 8 - Parâmetros usados na simulação do espaço modelado. ....	40
Tabela 9 - Descrição dos Types utilizados para a simulação da carga térmica. ....	43
Tabela 10 - Valores para cada mês da irradiação solar, carga de arrefecimento e temperaturas máxima, mínima e média do interior do espaço para fachada com janelas orientada a Sul. ....	44
Tabela 11 - Valores para cada mês da irradiação solar, carga de arrefecimento e temperaturas máxima, mínima e média do interior do espaço para fachada com janelas orientada a Norte. ....	44
Tabela 12 - Valores para cada mês da irradiação solar, carga de arrefecimento e temperaturas máxima, mínima e média do interior do espaço para fachada com janelas orientada a Este. ....	45
Tabela 13 - Valores para cada mês da irradiação solar, carga de arrefecimento e temperaturas máxima, mínima e média do interior do espaço para fachada com janelas orientada a Oeste. ....	45





# Abreviaturas, Símbolos e Subscritos

Lista de abreviaturas (ordenadas por ordem alfabética)

<i>CFD</i>	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
<i>COP</i>	<i>Coeficient Of Performance</i>
FCT	Fundação para a Ciência e Tecnologia
MAI	Modificador do ângulo de incidência
<i>NXP</i>	<i>Nozzle Exit Position</i>
<i>TMY</i>	<i>Typical Meteorological Year</i>

Lista de símbolos

$A$	Área [ $\text{m}^2$ ]
$a_0$	Rendimento ótico do coletor solar [-]
$a_1$	Coeficiente negativo de primeira ordem do coletor solar [ $\text{kJ}/\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}$ ]
$a_2$	Coeficiente negativo de primeira ordem do coletor solar [ $\text{kJ}/\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}$ ]
$c_p$	Calor específico [ $\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}$ ]
$d$	Diâmetro [m]
$I$	Radiação global incidente no coletor solar [ $\text{W}/\text{m}^2$ ] ou [ $\text{kJ}/\text{h} \cdot \text{m}^2$ ]
$F_R$	Fator de remoção do coletor solar [-]
$f$	Fração solar [-]
$h$	Entalpia específica [ $\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}$ ]
$L$	Comprimento [m]
$\dot{m}$	Caudal mássico [ $\text{kg}/\text{h}$ ]
$N$	Número de volumes de controlo do reservatório estratificado
$p$	Pressão [kPa]
$Q$	Energia (calor) [kJ]
$\dot{Q}$	Potência calorífica [ $\text{kJ}/\text{h}$ ]
$r_a$	Razão entre áreas [-]

T	Temperatura [°C]
t	Tempo [s]
$U_L$	Coeficiente global de perdas por unidade de área de coletor [kJ/h.m <sup>2</sup> .K]
$U_{L/T}$	Coeficiente de perdas dependente da temperatura [kJ/h.m <sup>2</sup> .K]
V	Volume [m <sup>3</sup> ]

#### Lista de símbolos gregos

$\alpha$	Coeficiente de absorção da placa do coletor solar
$\alpha_i$	Ação de controlo definido por $\alpha_i=1$ se $i=1$ ; caso contrário é 0
$\beta_i$	Ação de controlo definido por $\beta_i=1$ se $i=N$ ; caso contrário é 0
$\gamma_i$	Ação de controlo definido por $\gamma_i = \dot{m}_{col} \sum_{j=1}^{i-1} \alpha_j - \dot{m}_{carg} \sum_{j=i+1}^N \beta_j$
$\Delta$	Variação [-]
$\varepsilon$	Eficiência do permutador de calor [-]
$\eta$	Rendimento [-]
$\lambda$	Razão de sucção [-]
$\tau$	Coeficiente de transmissão do vidro do coletor [-]
$\phi$	Inclinação do coletor solar [°]
$\psi$	Percentagem de horas acima de 26°C [%]

#### Lista de subscritos

ag	Água
ar	Ar interior do espaço modelado
amb	Ambiente
c	Condensador
carg	Carga de arrefecimento
col	Coletor solar
cr	Condição crítica
e	Evaporador
eb	Ebulição
e,col	Entrada no coletor
ej	Ejetor
e,ar	Entrada do ar no espaço modelado
e,f	Entrada no reservatório de água fria
e,res	Entrada no reservatório de água quente
g	Gerador

gl	Global
i	Volume de controlo, tendo $i=1$ para o topo e $i=N$ para a base
(i)	Secção constante do bocal primário
m	Câmara de mistura do ejetor
med	Média entre a entrada e a saída do coletor
min	Mínimo
ref	Referência
res	Reservatório de água quente
s,ar	Saída de ar do espaço modelado
s,col	Saída do coletor
s,f	Saída do reservatório de água fria
s,res	Saída do reservatório de água quente
T	Troca com o ar interior
u	Útil
(v)	Área de secção constante na câmara de mistura do ejetor



# Capítulo 1

## Introdução

O presente trabalho tem como principal objetivo o desenvolvimento de um modelo numérico para a simulação e otimização do desempenho de um sistema de ar condicionado solar por ejeção acionado termicamente por coletores solares.

As tarefas realizadas fazem parte do projeto EXPL/EMS-ENE/0256/2013, aprovado em 2013 pela FCT (Fundação para a Ciência e a Tecnologia), o qual visa a primeira instalação de teste e demonstração de um sistema de ar condicionado solar com ejedor de geometria variável em Portugal. O trabalho realizou-se com base em dados climáticos da cidade do Porto, recorrendo às potencialidades de simulação do *software* TRNSYS [1] numa base horária no período de Verão.

Neste capítulo introdutório reúne-se informação relativa aos intervenientes e às temáticas pertinentes. Para tal, efetua-se uma apresentação de sistemas solares de arrefecimento assim como literatura relativa à contextualização e metas energéticas a cumprir. Uma revisão é feita, em particular, ao sistema de arrefecimento solar com ciclo ejedor e aos subsistemas que o compõe. Este capítulo termina com uma descrição da estrutura da presente dissertação.

### 1.1 Contextualização e motivação do trabalho

Nos meados do século XVIII até meio do século XX, após a revolução industrial, de uma forma geral, não se levantavam os problemas da escassez das reservas de combustíveis fósseis disponíveis no planeta e os impactos ambientais. Em 2006, 80% da demanda energética do planeta continuava a ser satisfeita pelo recurso de combustíveis fósseis, enquanto a energia proveniente de fontes renováveis contribuía apenas em 14% [2]. Os consumos energéticos urbanos têm vindo a aumentar resultado do acesso geral da população à tecnologia, ultrapassando o nível que poderia ser sustentável durante um longo prazo.

Os equipamentos convencionais de arrefecimento, baseados nos ciclos de compressão de vapor trazem graves consequências a nível ambiental. Do ponto de vista do fluido refrigerante utilizado, este pode ser uma contribuição para o aquecimento global e a depleção da camada de ozono (e.g. clorofluorcarbonetos (CFC's), hidroclorofluorcarboneto (HCFC's) e hidrofluorcarbonetos (HFC's)) [3] e do ponto de vista do consumo de eletricidade produzida maioritariamente por combustíveis fósseis. Estes equipamentos dominam o mercado da refrigeração e ar condicionado por possuírem um desempenho elevado, o *COP (coeficiente of performance)* de um sistema de compressão de vapor varia geralmente entre 3 e 5 [4].

A energia gasta para refrigeração e sistemas de ar condicionado tem vindo a constituir uma grande fatia no consumo energético mundial, a estimativa da *International Institute of Refrigeration* (IIR, 2006) é de que cerca de 15% da energia produzida no planeta é justamente para este efeito, com uma taxa de crescimento global de 17% nesse mesmo ano e com indicações destes que continuará a crescer [5]. Para além disso, também se estima que 45% do consumo energético dos edifícios é para fins de arrefecimento [6]. Atualmente procura-se uma maior eficiência da gestão da energia final disponibilizada pela rede, procurando direcionar essa energia para fins cuja sua utilização é fundamental e o pensamento para as fontes renováveis de energia que temos ao dispor para as restantes necessidades. A abordagem a este problema tem passado pela criação de normas na construção dos edifícios que procuram aumentar a sua eficiência energética e pela atribuição de incentivos financeiros na implantação de sistemas de aproveitamento de energia oriunda de fontes renováveis.

Nas últimas décadas, tem-se notado um interesse crescente em desenvolver tecnologias de arrefecimento a partir da energia solar. O aproveitamento da radiação solar para sistemas de ar condicionado ativados termicamente iriam reduzir substancialmente os picos de consumo de energia elétrica nos meses de verão e reduzir o consumo de combustíveis fósseis [7]. A utilização destes sistemas torna-se cada vez mais vantajosa para o ambiente (emissões de gases prejudiciais bastante reduzidas) e económico aos olhos do consumidor (energia proveniente do sol e custos de operação menores). Por outro lado muitos destes sistemas têm baixos coeficientes de desempenho e a variabilidade das condições atmosféricas significa um desafio considerável.

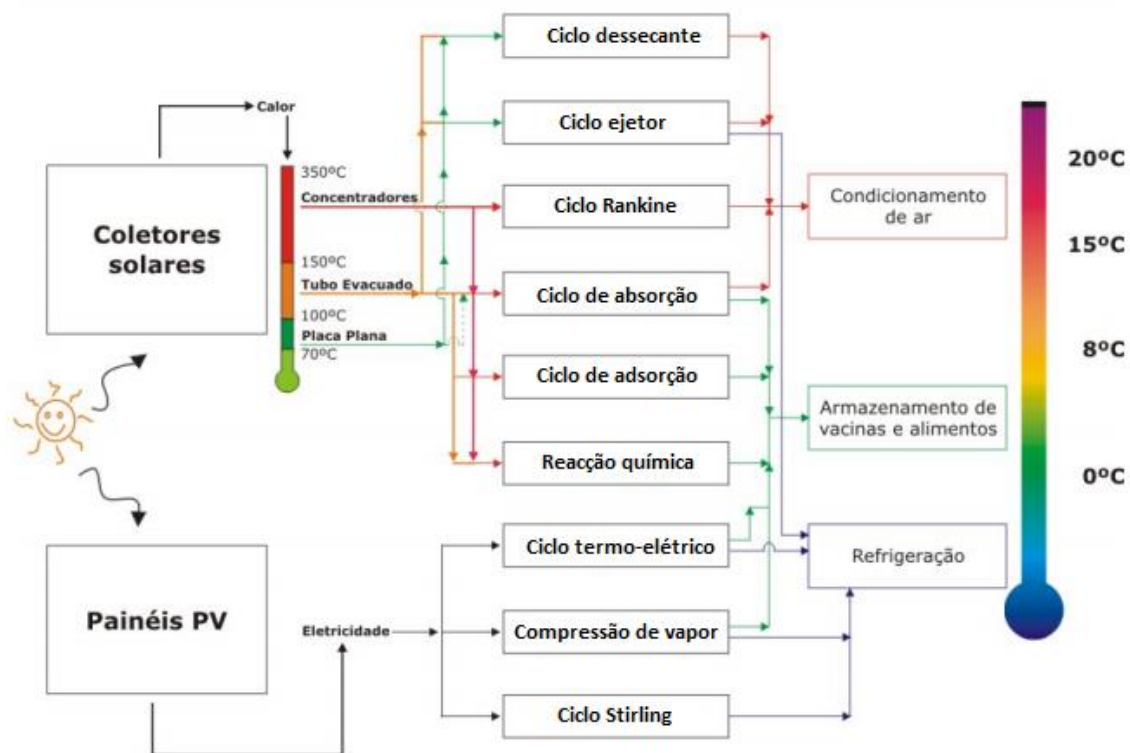
Em termos de metas nacionais de eficiência energética, o Decreto-Lei n.º 319/2009, de 3 de Novembro, que transpõe a Diretiva n.º 2006/32/CE, do Parlamento Europeu e do Conselho, de 5 de Abril de 2006, relativa à eficiência na utilização final de energia e aos serviços energéticos, estabelece que Portugal deve procurar atingir um objetivo global nacional indicativo de economias de energia de 9% para 2016, a alcançar através de serviços energéticos e de outras medidas de melhoria da eficiência energética [8]. Além disso, Portugal comprometeu-se,

ainda, no contexto das políticas europeias de combate às alterações climáticas (Pacote Energia-Clima 2020), entre outras medidas, a reduzir em 20% o seu consumo de energia elétrica até ao final de 2020, o que serve de motivação a esta dissertação, no âmbito da simulação do comportamento de um sistema de arrefecimento solar através de um ciclo com ejetor de geometria variável.

## 1.2 Tecnologias avançadas de arrefecimento

As tecnologias existentes de conversão da energia solar em energia útil para o acionamento de um ciclo de refrigeração podem ser classificadas em dois grandes grupos: a conversão da radiação solar em energia térmica, através de coletores solares térmicos, e os sistemas em que a radiação solar é convertida em energia elétrica, através dos módulos fotovoltaicos (PV's) [9], como apresentado na **Figura 1**.

Estas tecnologias podem ser acopladas a vários ciclos de arrefecimento, tais como os dessecantes, de ejeção (será abordado mais detalhadamente no subcapítulo seguinte), de absorção e adsorção, termoelétricos, sistemas de compressão de vapor e os ciclos de Stirling [2].



**Figura 1 - Sistemas de refrigeração solar [10].**

Os sistemas de arrefecimento solar baseados em ciclos térmicos, em que o gerador de energia do ciclo de arrefecimento é acionado termicamente, são considerados os de maior potencial neste momento [6]. Estes permitem obter duas vantagens distintas: uma relacionada com o

aproveitamento da energia rejeitada sobre a forma de calor, aumentando assim a eficiência energética dos sistemas; outra é o aproveitamento da energia proveniente do sol, que se relaciona com a proteção do nosso ambiente, através da redução da utilização da energia elétrica [11].

Uma breve comparação entre os vários sistemas de arrefecimento referidos anteriormente encontra-se na **Tabela 1**.



**Tabela 1 - Breve comparação de sistemas de arrefecimento solar. Adaptado de [4, 5, 12].**

Ciclo de arrefecimento	Tecnologia solar		COP	Aplicações	
	Coletores térmicos (Temperatura para o gerador (°C))	Células fotovoltaicas (Energia para uma geleira de 30l) (W)		Refrigeração	Ar Condicionado
Ciclos Acionados Termicamente					
Absorção (simples e duplo efeito) [4]	70-160		0,6-1,4	Sim	Sim
Adsorção [4]	50-300		0,3-0,8	Sim	Não
Dessecantes [4]	60-150		0,5-1,5	Não	Sim
Ejetor [5]	80-150		0,3-0,8	Não	Sim
Ciclos Acionados Eletricamente					
Compressão de vapor [5]		16-40	3-5	Sim	Não
Termoelétricos [12]		10-50	0,3-1,2	Sim	Não
Stirling [5]		8-50	3	Sim	Não

O engenheiro francês Ferdinand Carré foi quem patenteou o primeiro equipamento de refrigeração que usa um ciclo de absorção em meados do século XIX. A principal diferença entre este ciclo e os ciclos de compressão de vapor é, exatamente, no processo de compressão. Os ciclos de absorção são ciclos operados com energia sob a forma de calor, onde um fluido secundário ou absorvente na fase líquida é responsável por absorver o fluido primário ou refrigerante, na forma de vapor de baixa pressão; posteriormente esta mistura binária é separada da substância absorvente (dessorção) no gerador, que no caso dos de compressão de vapor utilizam-se compressores mecânicos [13] que necessitam de energia elétrica para o acionamento. O estudo realizado em 2006 pela “*European Solar Thermal Industry Federation*” concluiu que nesse ano existiram cerca de 100 sistemas de refrigeração com alimentação térmica por energia solar instalados na Europa, cerca de 2/3 dos quais se baseavam em ciclos de absorção e metade destes utilizava coletores solares de placa plana [14]. A capacidade de refrigeração apresentada por estes sistemas de arrefecimento era tipicamente igual ou superior a 100 kW. Hoje em dia estão disponíveis sistemas a partir de 4 kW de capacidade de arrefecimento, o que possibilita a instalação destes em habitações e edifícios comerciais [15]. Em geral, estes sistemas são mais caros e complexos que o sistema de refrigeração por ejeção, pois os sistemas de absorção têm um custo inicial de instalação e ainda a necessidade de manutenção especializada [16]. Para além disso, os sistemas de absorção encontram-se limitados pelo conjunto de refrigerantes que podem ser aplicados. Geralmente são usados os

pares: amônia-água ou água-brometo de lítio, trazendo problemas de corrosão. Existem outros fluidos a serem estudados, como o par água-formato de potássio, por eliminar algumas das desvantagens, sendo este menos corrosivo e menos dispendioso [13]. Quando se trata de sistemas de absorção solar, o desempenho destas máquinas de arrefecimento com um sistema de simples efeito se consegue atingir  $COP$ 's entre 0,6 e 0,8, e aumentando para 1,35, quando se passa para sistemas de duplo efeito [5].

Os sistemas de adsorção têm um princípio semelhante aos sistemas de absorção. Contudo, estes sistemas diferem principalmente em dois aspetos, primeiro na natureza do sorvente, sendo que os ciclos de adsorção utilizam somente sólidos que lhe dá a característica intermitente, pois é necessário tempo para a regeneração do material adsorvente. A segunda diferença é o processo de acumulação no sorvente, uma vez que nos ciclos de adsorção o refrigerante fica preso nos micróporos da superfície do adsorvente sólido. Os pares mais usados para aplicações de ar condicionado são sílica gel ou zeólitos, sendo água o adsorisor (refrigerante) em ambos. O desempenho deste tipo de ciclos é geralmente inferior aos de absorção e como são de elevado custo, a sua comercialização está ainda limitada. Genericamente existem dois tipos de processo de adsorção: física e química. Várias investigações e trabalhos foram efetuados com este tipo de sistema de refrigeração solar. Luo *et al.* [17] desenvolveram e testaram um sistema de adsorção usando o par sílica gel-água com coletores térmicos de tubos de vácuo. Os resultados de três meses de testes observaram uma eficiência do sistema (entre o efeito frigorífico do segundo estágio do evaporador e a radiação total solar incidente) numa gama de 0,096 e 0,13.

Em sistemas solares dessecantes, a energia solar é utilizada para regenerar o material dessecante. Neste sistema, vapor de água é adicionado para arrefecer o ar (humidificação) e um sólido adsorvente (dessecante) é aplicado para remover a humidade do ar, combinando o efeito de arrefecimento evaporativo e desumidificador [18]. Neste processo existem dessecantes sólidos (roda térmica impregnada com um material absorvente como sílica de gel, zeólitos ou carvão ativado) ou líquidos (usando soluções aquosas como brometo de lítio (LiBr), cloreto de lítio (LiCl), cloreto de cálcio ( $CaCl_2$ ) entre outros). Estes sistemas são pouco eficazes quando o ar ambiente local tem índices elevados de humidade. Como vantagens temos o aumento da qualidade do ar, construção e manutenção simples. Os dessecantes líquidos têm mais vantagens do que os sólidos, pois precisam de uma menor temperatura de regeneração (60 °C-80°C para os líquidos e 100 °C-150 °C para os sólidos) podendo usar-se coletores solares do tipo placa plana [13].

Os painéis fotovoltaicos podem transformar a energia proveniente do sol em energia elétrica através do efeito fotovoltaico, que é a base da célula solar, descoberto pelo físico francês Edmond Becquerel em 1839 [18]. Os compressores podem utilizar corrente direta (DC)

produzida diretamente pelas células fotovoltaicas ou usar corrente alternada (AC) através de um transformador de DC em AC. Esta última é preferida à primeira pois é uma alternativa mais económica uma vez que possibilita ligar à rede sem a necessidade de recorrer a uma bateria [13]. Os painéis fotovoltaicos podem ser utilizados para a geração da energia elétrica necessária para acionar ciclos de compressão de vapor, termoelétricos, Stirling ou híbridos [19].

Os sistemas de arrefecimento termoelétrico baseiam-se no efeito de Peltier, i.e., quando uma corrente passa através de um célula composta por materiais semicondutores do tipo n e p, onde uma das junções arrefece enquanto a outra junção aquece, ou vice-versa dependendo do sentido da corrente. Os sistemas termoelétricos são geralmente menos eficientes que os de compressão de vapor, mas permite transformar eletricidade em calor. Uma vez que não têm partes móveis, precisam de pouca manutenção ao invés dos sistemas mecânicos de arrefecimento, são ainda, silenciosos e ambientalmente não prejudiciais, pois não usam fluidos refrigerantes [20]. Dai *et al.* [21] experimentalmente investigaram células fotovoltaicas para acionar um sistema de refrigeração termoelétrico. Os resultados demonstraram que o sistema global mantinha uma temperatura de refrigeração entre os 5 e -10°C e um *COP* global de 0,3. Estes sistemas de refrigeração foram desenhados especialmente para armazenamento e transporte de medicamentos, uma vez que são pequenos e portáteis, podendo operar em condições adversas e por pessoal não qualificado [5].

Os equipamentos de refrigeração que usam os ciclos Stirling são específicos para aplicações que requerem baixas temperaturas e em pequena escala, ideal para transporte. Um equipamento de refrigeração utilizando um ciclo de Stirling pode ser conectado a painéis fotovoltaicos para promover o arrefecimento. O funcionamento é idêntico aos de compressão de vapor. O potencial destas máquinas é grande uma vez que apenas estão limitadas pelo *COP* máximo da máquina de Carnot. No trabalho realizado por Berchowitz *et al.* [22] (40W de potência nominal) a fração alcançada em relação à máquina de Carnot foi de 22%.

Existem outras tecnologias em fase de investigação que podem servir necessidades de arrefecimento utilizando a energia solar, e.g. o arrefecimento eletroquímico [23] e magnético [24-27]. Este último é visto como um pioneiro da criogenia alcançando *COP*'s de 6 ou mais alto.

Uma variedade de ciclos híbridos ou combinados estão igualmente a ser investigados, juntando várias e diferentes tecnologias numa única, de maneira a criar novas funções ou melhorias no desempenho de sistemas de arrefecimento [6]. Estes sistemas não serão abordados na presente dissertação por serem mais complexos e não ser o esse o objetivo deste trabalho.

### 1.3 Sistemas de ar condicionado solar com ciclo ejedor

O ejedor foi descoberto por Sir Charles Parsons por volta de 1901 para retirar ar dos condensadores da máquina a vapor. Em 1910, o ejedor foi utilizado por Maurice Leblanc em sistemas de arrefecimento por ejeção [28].

Os ciclos de refrigeração com ejtores são interessantes por necessitarem de energias de temperatura relativamente baixas para o seu acionamento. Isto permite que estes ciclos sejam alimentados por coletores solares térmicos (e.g. placa plana) ou aproveitar o calor que é rejeitado doutros sistemas. Entre todos os sistemas de refrigeração que utilizam energia térmica para o seu acionamento, os ejtores são atraentes devido à sua simplicidade, robustez, fiabilidade, baixo ruído e custo [29]. O problema destes sistemas de ar condicionado é o seu baixo desempenho quando comparados com um sistema de ejedor duplo.

Como indicado na **Figura 2** os sistemas de arrefecimento solar geralmente são compostos por três subsistemas: o subsistema solar (conversão de energia solar em energia térmica útil), subsistema de refrigeração (ciclo ejedor) e o subsistema da carga de arrefecimento (carga necessária ao arrefecimento do edifício). Estes serão apresentados nas subsecções seguintes.

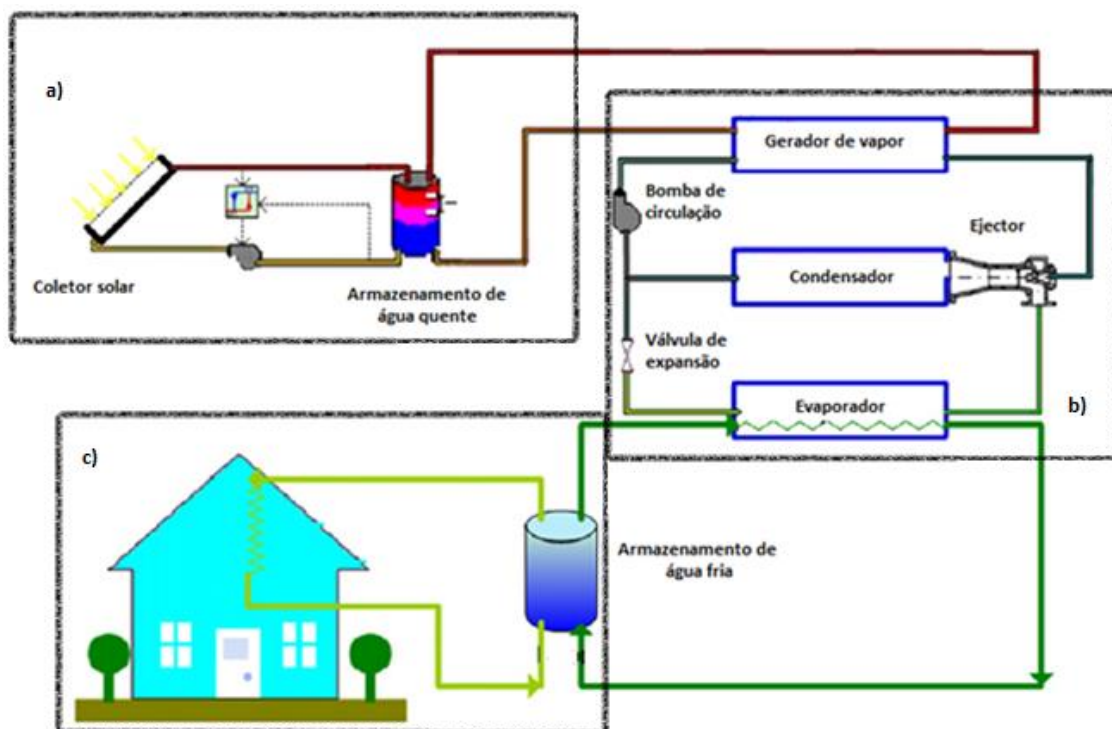


Figura 2 - Sistema de arrefecimento solar por ejeção. a) Subsistema solar, b) subsistema de arrefecimento, c) subsistema da carga de arrefecimento [7].

### 1.3.1 Subsistema solar

Os coletores solares convertem a energia irradiada pelo sol em energia térmica e transferem o calor para um fluido (geralmente água) que circula no seu interior. Sendo assim, a energia gratuita do sol é angariada nos coletores solares e tem a qualidade e quantidade suficiente para acionar um sistema de arrefecimento com um ciclo de ejeção.

Na **Figura 3** apresentam-se os principais componentes do subsistema solar incluindo coletores solares, tanque de armazenamento, bomba de circulação, controlador, permutador de calor (gerador de vapor) que faz a interligação e transfere a energia ao ciclo ejeter. Devido à instabilidade climática, normalmente é usado um equipamento auxiliar de forma a garantir que a água se encontre à temperatura necessária ao gerador do ciclo ejeter.

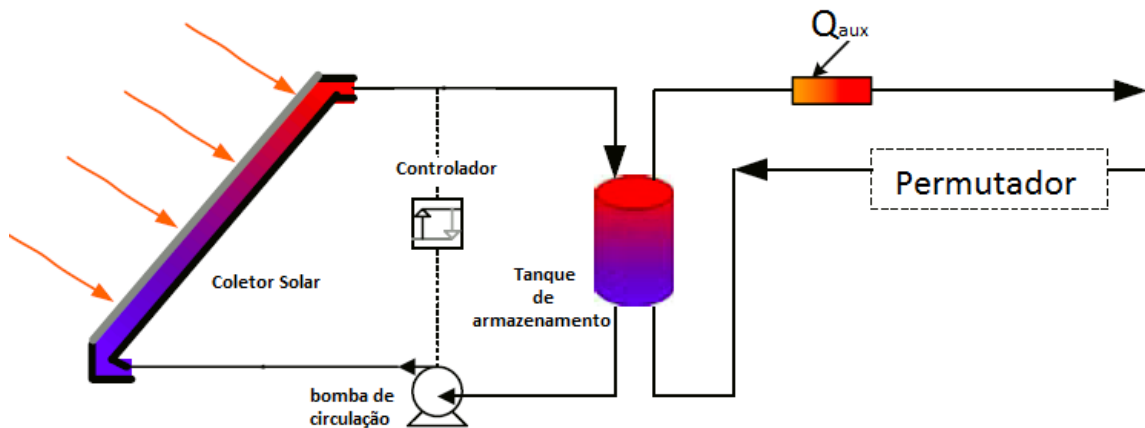


Figura 3 - Representação esquemática do subsistema solar [5].

O calor útil absorvido nos coletores solares é expresso pela fórmula seguinte:

$$\dot{Q}_u = \eta_{col} \cdot A_{col} \cdot I \quad (1)$$

Onde  $\eta_{col}$  é o rendimento instantâneo dos coletores solares pode ser aproximado pela expressão seguinte [30]:

$$\eta_{col} = F_R(\tau\alpha)_n - F_R U_L \cdot \frac{T_{e,col} - T_{amb}}{I} \quad (2)$$

Os valores das constantes do rendimento ótico ( $F_R(\tau\alpha)_n$ ) e de perdas ( $F_R U_L$ ) são dependentes do tipo de coletor, da camada de cobertura de vidro e das propriedades da placa coletora [5]. Na **Tabela 2** encontramos valores indicativos para estes coeficientes de três tipos de coletores.

Tabela 2 - Valores de  $F_R(\tau\alpha)$  e  $F_R U_L$  para diferentes tipos de coletores solares [31].

Tipo de coletor solar	$F_R(\tau\alpha)$	$F_R U_L (W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$
Placa plana - Vidro simples	0,90	10,0
Placa plana - Vidro duplo	0,75	6,5
Tubos de vácuo - sup. Seletiva	0,70	3,3

Visualiza-se na **Figura 4** as curvas de rendimento dos coletores mais usados em sistemas de arrefecimento solar. Verifica-se que para uma gama de temperaturas para o processo de 80°C a 120°C os coletores de tubos de vácuo oferecem melhores rendimentos.

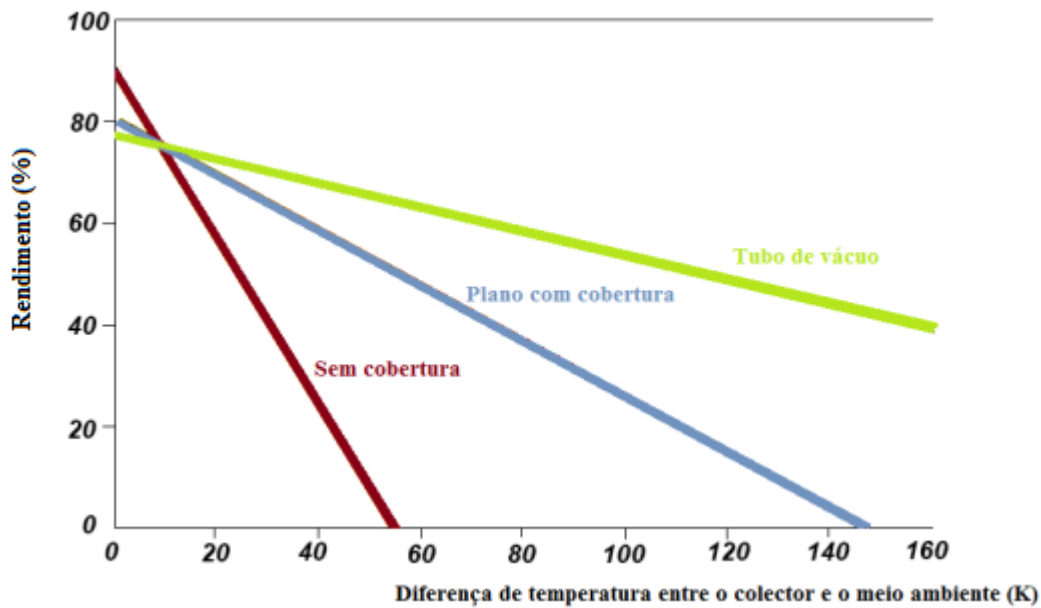


Figura 4 - Curva de rendimento de diferentes tipos de coletores solares [14].

Na **Figura 5** podemos ver como é constituído um coletor do tipo placa plana. Os coletores do tipo placa plana dominam o mercado, representando 90% das aplicações em sistemas solares [32], sendo a escolha mais aconselhada para aplicações cujas temperaturas necessárias não sejam muito elevadas (e.g. para aquecimento de águas domésticas utilizam-se temperaturas entre 50 e 70°C) [4]. A maior vantagem destes em relação a outros tipos de coletores é o seu preço. Uma desvantagem deste tipo de coletores é a perda por convecção entre a placa absorvedora e o vidro quando existe uma grande diferença de temperaturas entre a placa e o ambiente.

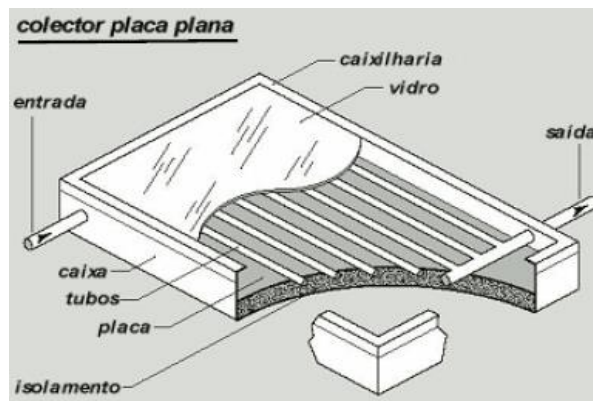


Figura 5 - Coletor solar do tipo placa plana [4].

Os coletores solares que utilizam tubos de vácuo não apresentam este tipo de problema, uma vez que têm a superfície absorvedora num ambiente quase vácuo o que permite operar em climas frios. Devido à forma tubular, os coletores de tubos de vácuo são menos sensíveis ao ângulo de incidência e orientação do que os do tipo placa plana. São utilizados para aplicações que necessitem de médias temperaturas, numa gama de 80-150°C [33]. Um esquema de coletores de tubos de vácuo encontra-se na Figura 6.

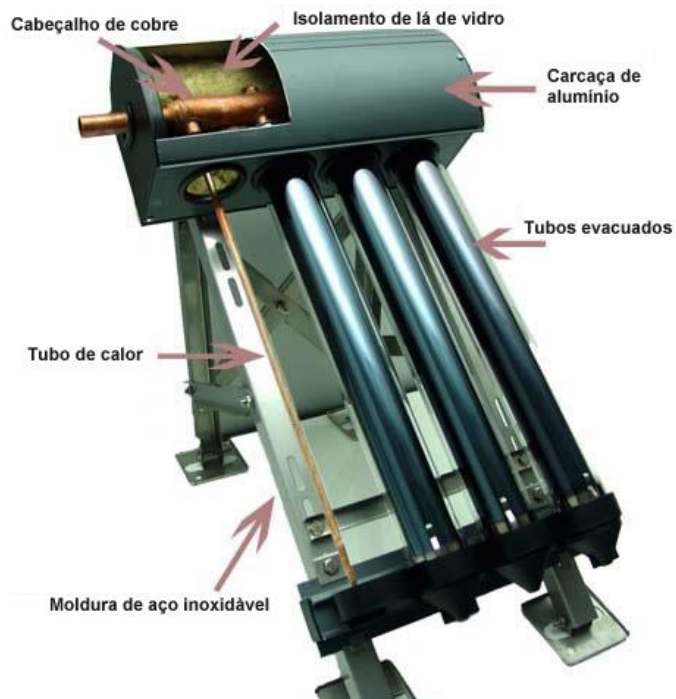


Figura 6 - Coletor solar de tubos de vácuo. Retirado de [34].

Vários estudos têm sido levados a cabo para melhor gestão da eficiência energética dos sistemas de arrefecimento solares através do subsistema solar. Pridasawas e Lundqvist [7] compararam o desempenho de diferentes tipos de coletores solares para sistemas de arrefecimento com ejetores usando Iso-butano (R600a) como refrigerante numa simulação dinâmica de duração de um ano. Eles concluíram que os coletores de tubos de vácuo são

economicamente mais competitivos do que os do tipo placa plana devido à menor energia utilizada no equipamento auxiliar. Zhang *et al.* [35] analisaram e compararam três tipos de coletores solares de tubos de vácuo que se encontram no mercado segundo os critérios: maior eficiência na conversão, maior longevidade e menor custo, para as mesmas condições operacionais. Concluíram que usando coletores de tubos de vácuo com uma superfície seletiva e alto rendimento são economicamente viáveis para operar um ciclo ejeter nas condições ótimas do seu funcionamento. Os estudos de Huang *et al.* [36] mostraram que um sistema de arrefecimento com coletores térmicos de tubos de vácuo atingem *COP's* mais elevados apesar de os de tipo placa plana com uma superfície seletiva e uma camada isoladora apropriada puderem vir a ser mais económicos se operarem nas condições ótimas do ciclo ejeter.

A radiação solar convertida em energia térmica é armazenada num reservatório. A água quente do tanque de armazenamento fornece ao gerador (interface entre o subsistema solar e de refrigeração) a energia suficiente para elevar a entalpia do refrigerante que circula no ciclo ejeter. O tanque de armazenamento (ver **Figura 3**) é extremamente útil em sistemas de arrefecimento solar, pois tem a capacidade, quando bem isolado, de fornecer ao gerador uma potência praticamente constante ao ciclo ejeter [37]. Uma vez que as necessidades de utilização dos sistemas de ar condicionado coincidem com as horas de radiação solar, o volume do tanque pode ser inferior do que no caso de apenas se querer promover o aquecimento, pois não é necessário o armazenamento durante longos períodos.

A bomba de circulação (ver **Figura 3**) é utilizada para movimentar a água que passa no circuito do subsistema solar entre o reservatório e os coletores, controlada por um controlador ON/OFF ou comando proporcional.

### 1.3.2 Subsistema de refrigeração com ciclo ejeter

Três opções de conexão entre o subsistema solar e de arrefecimento são discutidas nos trabalhos de Chunnanond e Aphornratana [38], de Sun [39] e Eames [40]. Uma configuração simples apresenta-se na **Figura 7** e é constituída por um gerador, um ejeter, um condensador, um evaporador, uma válvula de expansão e uma bomba para circular o refrigerante do ciclo.



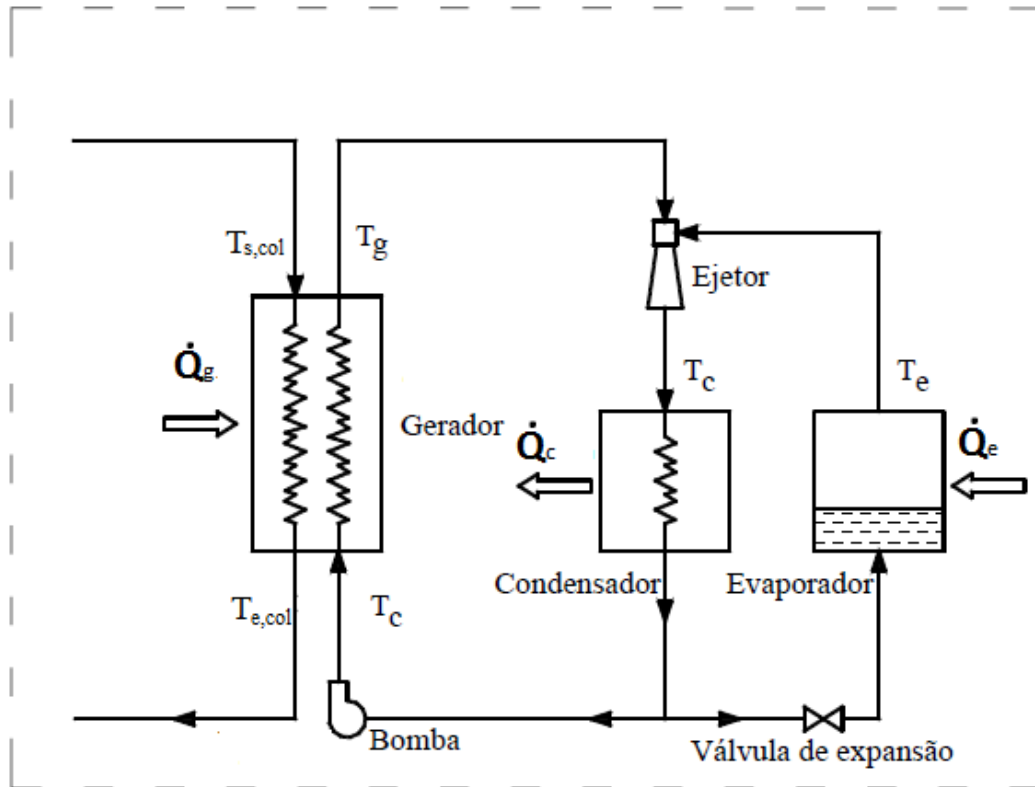


Figura 7 - Subsistema do ciclo de arrefecimento com ejeção. Adaptado de [41].

O ciclo ejeção é idêntico ao ciclo de compressão de vapor exceto no método de compressão do fluido. O ejeção é o componente chave de um sistema de refrigeração por ejeção. A energia (calor) gerada pelo subsistema solar é absorvida pelo refrigerante no gerador do ciclo a uma pressão e temperatura elevada. Esta energia é utilizada no ejeção para comprimir o fluido secundário proveniente do evaporador do ciclo onde o efeito frigorífico ocorre a baixa pressão e temperatura. Os dois fluxos (misturados) depois de sair do ejeção entram no condensador que troca calor com o ambiente. De seguida, parte do líquido passa por uma válvula de expansão e entra no evaporador a outra parte é bombeada para o gerador fechando o ciclo. Uma descrição mais detalhada do funcionamento do ejeção encontra-se na secção 2.2.

A bomba, sendo o único componente que necessita de energia elétrica, pode ser desprezada, para efeito de cálculos, uma vez que é tipicamente inferior a 1% do calor fornecido ao gerador [42]. O desempenho do ciclo de arrefecimento com ejeção é avaliado através do *coeficiente of performance* ( $COP_{ej}$ ) que é o quociente entre o efeito frigorífico ( $\dot{Q}_e$ ) e a potência do gerador ( $\dot{Q}_g$ ).

$$COP_{ej} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} \quad (3)$$

Como o objetivo é o arrefecimento através da energia solar, uma medida para estimar o rendimento global do sistema ( $\eta_{gl}$ ) é definido pela razão entre o efeito frigorífico e a

irradiação solar incidente ( $I$ ) numa determinada área de coletores ( $A_{col}$ ), como indicado na equação seguinte [36]:

$$\eta_{gl} = \frac{\dot{Q}_e}{I \cdot A_{col}} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} \cdot \frac{\dot{Q}_g}{I \cdot A_{col}} = COP \times \eta_{col} \quad (4)$$

Na equação 4 pode se ver que o  $\eta_{gl}$  pode ser expresso como o produto da eficiência do ciclo solar e do  $COP_{ej}$ .

Uma vez que a radiação solar é a principal fonte de energia do ciclo de refrigeração por ejeção, a fração solar pode ser estimada através do quociente entre a energia útil proveniente do sol e a energia necessária ao gerador para que o ciclo funcione [43].

$$f = \frac{\text{Energia solar útil proveniente dos coletores solares}}{\text{Energia total necessária ao sistema de refrigeração}} = \frac{Q_u}{Q_g} \quad (5)$$

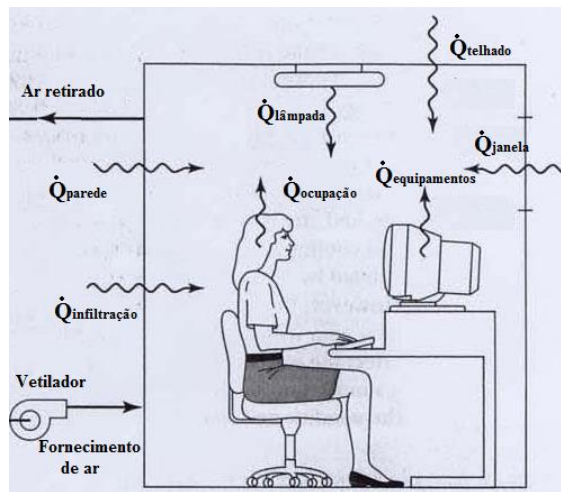
### 1.3.3 Subsistema da carga de arrefecimento

O subsistema da carga de arrefecimento, como se observa na **Figura 2**, está acoplado ao edifício através de um tanque de armazenamento de água fria por troca de calor com o evaporador do ciclo ejetor.

A primeira função de um sistema de ar condicionado é manter as condições ambiente que levam ao conforto do ser humano dentro de um determinado espaço físico. As normas portuguesas indicam as condições interiores de referência são uma temperatura do ar de 20°C para a estação de aquecimento e uma temperatura do ar de 25°C e 50% de humidade relativa para a estação de arrefecimento. Refere ainda que cada fração autónoma (zona), dotados ou não de sistemas mecânicos de ventilação devem garantir uma taxa mínima de 0,6 renovações do ar interior por hora [8].

A simulação da carga térmica num espaço (edifício) naturalmente é um processo dinâmico que envolve fenómenos de transferência de calor por radiação, condução e convecção. A carga de arrefecimento deve ser estimada de forma a instalar equipamentos com a capacidade correta. Para obter a estimativa correta da carga de arrefecimento necessária deve-se considerar os fatores seguintes: (i) as variáveis de desenho (dimensões geométricas do edifício, como paredes, telhados, janelas, orientação, sombreamento, etc.); (ii) propriedades dos materiais (densidade, calor específico, condutividade, transmissividade, etc.); (iii) dados climáticos do local (radiação solar, temperatura ambiente, humidade relativa, velocidade do ar, etc.) e (iv) uso do edifício (ganhos internos devido à ocupação e equipamentos como lâmpadas e

ventiladores, etc.). A **Figura 8** pretende ilustrar o balanço energético a efetuar para um espaço.



**Figura 8 - Esquema dos ganhos de calor para uma zona com ventilação forçada [44].**

## 1.4 Organização da tese

O presente trabalho encontra-se dividido em cinco capítulos principais, os quais estão subdivididos em secções.

No primeiro capítulo refere-se ao motivo que conduziu à realização do presente trabalho em termos ambientais e de metas a cumprir no futuro próximo. São também apresentadas algumas das tecnologias avançadas de arrefecimento que promovem a energia solar como fonte energética. Passou-se então à explicação dos vários subsistemas que compõe o sistema de arrefecimento solar usado na simulação.

O segundo capítulo começa por descrever o ciclo termodinâmico de um ciclo frigorífico com ejetor. Passa-se à explicação do funcionamento do ejetor e os fatores que influenciam o seu desempenho justificando assim, a utilização de um ejetor de geometria variável.

O terceiro capítulo inicia com uma introdução ao programa TRNSYS, detalhando os componentes utilizados e expondo a base matemática usada no desenvolvimento da simulação numérica com programa TRNSYS. Faz-se ainda uma estimativa da carga de arrefecimento necessária ao espaço modelado.

No quarto capítulo apresenta-se o estudo paramétrico efetuado ao subsistema solar e o comportamento dinâmico do sistema para o período de Verão (Maio-Setembro inclusive).

No capítulo cinco encontram-se as conclusões do conteúdo da tese bem como sugestões de melhoramento para futuros trabalhos.

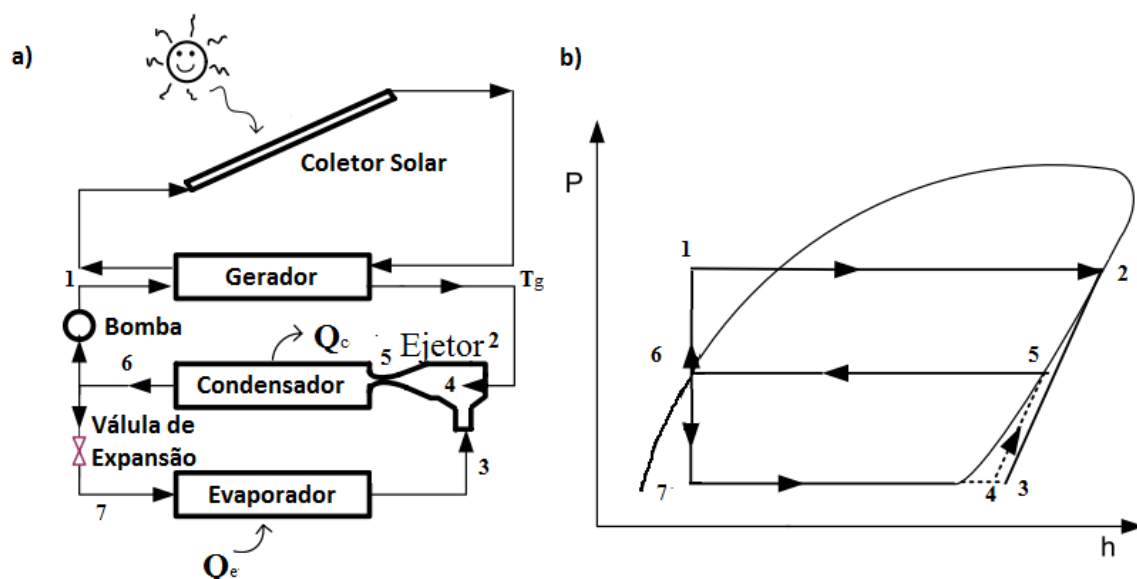


## Capítulo 2

### Caracterização do ciclo ejeter

#### 2.1 Ciclo termodinâmico de arrefecimento com ejeter

Os ciclos de refrigeração a jato com ejetores são alimentados por energia térmica oriunda do gerador de vapor, proveniente da energia térmica angariada nos coletores solares. Os componentes de um sistema de arrefecimento solar com ejeter (idealizado) com o respetivo diagrama pressão-entalpia encontra-se na **Figura 9**.

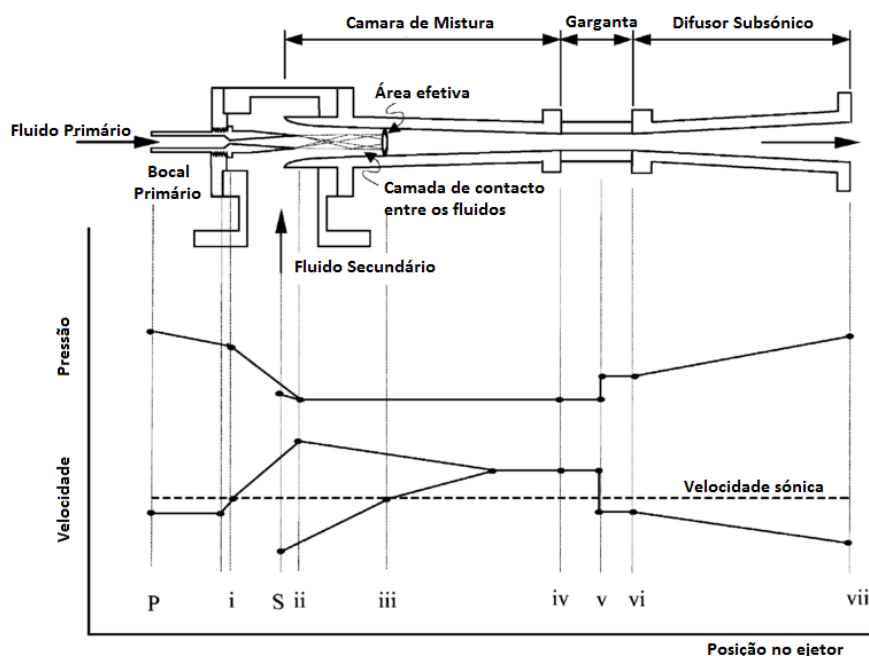


Observando a **Figura 9a** é possível dividir o ciclo de refrigeração com ejetores em dois subciclos: fornecimento de energia, constituído pelo condensador, bomba, gerador e ejeter; e o subciclo de refrigeração propriamente dito, constituído pelo condensador, evaporador, válvula de expansão e ejeter [46]. Na **Figura 9b** representa-se o diagrama de pressão-entalpia

de um ciclo ejetor. O líquido refrigerante de pressão elevada (ponto 1) é vaporizado a pressão constante no gerador, evolução de 1 para 2. O caudal de vapor saturado (fluido primário) resultante entra no ejetor e é acelerado através de um bocal primário convergente-divergente, convertendo a pressão em velocidade até atingir a velocidade sónica ( $Ma > 1$ ). Esta conversão cria uma depressão dentro do ejetor que fará com que o fluido proveniente do evaporador (fluido secundário) seja sugado, ponto 3. Dentro do ejetor, estes dois fluidos misturam-se a pressão contante (ponto 4). O jato de vapor sai do ejetor no estado 5 com uma pressão superior à de saída do evaporador por causa do efeito de termo compressão conseguido através da geometria do difusor na saída do ejetor e às condições de pressão no condensador. No condensador, o vapor resultante da mistura é condensado ao ceder calor ao ambiente a pressão constante, atingindo o estado de líquido saturado, ponto 6. O fluido é dividido em dois, uma parte é de novo introduzido no gerador através da bomba, que eleva a sua pressão (evolução de 6 para 1) e o remanescente segue para uma válvula de expansão isentálpica (processo de 6 para 7) antes de entrar novamente no evaporador, onde é desenvolvido o efeito frigorífico desejado pela absorção de calor num processo isobárico (processo de 7 para 3).

## 2.2 Funcionamento do ejetor

O ejetor é o principal componente neste tipo de sistemas de arrefecimento. Uma explicação relativamente simples do funcionamento do ejetor é dada pela teoria unidimensional de ejetores de mistura a pressão constante, como indicado na **Figura 10**.



**Figura 10** - Secção de um ejetor e os respetivos diagramas de pressão e velocidade.

O fluido primário sai do gerador de vapor com uma alta temperatura e pressão (ponto P) é acelerado e expandido no bocal primário. O bocal primário tem como função converter a alta pressão em altas velocidades passando pela velocidade sónica na garganta que dá origem ao

designado por choque primário (i). Após o choque primário o fluido é expandido na parte divergente do bocal e por ser um fluido compressível, a sua velocidade contínua a aumentar até à saída do bocal (ii). Este aumento de velocidade leva à criação de uma zona de depressão sugando o fluido secundário de baixa pressão e temperatura que se encontra na saída do evaporador (S) para a câmara de sucção do ejedor.

O fluido secundário é arrastado, no início da conduta convergente, entre a camada de contacto do fluxo primário e as paredes do ejedor, sem misturar. Neste percurso, o fluido secundário acelera e o fluxo primário desacelera. Quando o fluido secundário, ainda na conduta, atinge a velocidade sónica (iii) (plano designado por “área efetiva”) os dois fluxos começam a misturar. Considera-se que os fluidos encontram-se completamente misturados quando as suas velocidades se igualam (iv).

Entre a zona de secção constante e o início do difusor subsónico ocorre uma onda de choque transversal (v), havendo um decréscimo abrupto da velocidade, passando de regime supersónico para subsónico e um consequente aumento súbito na pressão estática. No fim da garganta (vi) e ao longo do desenvolvimento no difusor subsónico, ocorre gradualmente um aumento da pressão e diminuição da velocidade do escoamento até se atingir a pressão do condensador (vii).

### 2.3 Desempenho do ejedor

Normalmente, os três parâmetros que indicam o desempenho do ejedor são: o  $COP_{ej}$ , a pressão crítica,  $p_{cr}$  e a razão de sucção,  $\lambda$ . A  $p_{cr}$  é a pressão de condensação com que o ejedor trabalha no máximo de rendimento. A razão de sucção é definida pela razão entre o caudal mássico do fluido secundário e o primário (fluxos de vapor provenientes do evaporador e gerador respetivamente).

$$\lambda = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_g} \quad (6)$$

O  $COP_{ej}$  está relacionado diretamente com a razão de sucção pela equação [47]:

$$COP_{ej} = \lambda \times \frac{\Delta h_e}{\Delta h_g} \quad (7)$$

Logo, é possível concluir que quanto maior for a razão de sucção melhor será a eficiência do ejedor e consequentemente, melhor o rendimento global do sistema de arrefecimento. Desta forma é fundamental uma análise detalhada dos fatores que influenciam a razão de sucção,

que podem ser divididos em três categorias: condições operativas, fluido refrigerante e geometria do ejetor.

## 2.4 Fatores que influenciam o desempenho do ciclo ejetor

### 2.4.1 Condições Operativas

A eficiência do ejetor é fortemente afetada pelas condições operativas: temperatura e pressão do condensador,  $(T_c, p_c)$ , do gerador,  $(T_g, p_g)$  e evaporador,  $(T_e, p_e)$  [48]. Estas variáveis interferem nos fenômenos que ocorrem dentro do ejetor. Está provado que um aumento das temperaturas no gerador e no evaporador correspondem a um aumento do  $COP_{ej}$ . Por outro lado, o aumento da temperatura do condensador influencia negativamente o seu desempenho [47].

A  $T_g$  é especialmente importante no rendimento do sistema ( $\eta_{gl}$ ). Utilizando uma elevada  $T_g$  iria aumentar o  $COP_{ej}$  (desde que o ejetor tivesse sido desenhado para essa  $T_g$ ), mas também afeta o subsistema solar, pois a temperatura à entrada dos coletores é igualmente alta, diminuindo o rendimento dos coletores solares térmicos [41]. No caso de se ter um ejetor com geometria fixa, sem a possibilidade de otimizar as suas dimensões consoantes as condições operativas, um aumento da  $T_g$  resulta numa diminuição do  $COP_{ej}$  [14]. Pode explicar-se o porquê da diminuição do desempenho do ciclo pelo facto de um aumento da  $p_g$  originar um maior caudal de fluido primário no ejetor, enquanto o fluido secundário se mantém praticamente constante e pela equação (4) a razão de sucção diminui e por conseguinte o desempenho do ejetor.

A temperatura do condensador é diretamente influenciada pelas condições climáticas do local, já que troca calor com o ambiente. A **Figura 11** representa os modos em que o ejetor opera. Quando se pretende otimizar as dimensões do ejetor em função das condições operativas, o aumento da  $T_c$  leva a uma diminuição do desempenho do ejetor. Estudos experimentais aplicados a ciclos ejetores [16, 40, 49] mostram que para um valor fixo de  $p_e$  e fixando a pressão do fluxo primário,  $p_g$ , o desempenho do ejetor está limitado pela pressão crítica do condensador,  $p_{cr}$ . Para um valor de  $p_c \leq p_{cr}$ , existe o fenómeno *double choking* no interior do ejetor quando o fluxo secundário atinge a velocidade sónica antes de ocorrer a mistura na zona de secção constante. Consequentemente, o desempenho do ejetor apenas depende das pressões a montante e a razão de sucção é praticamente constante [11]. O ponto de especial interesse é para  $p_c = p_{cr}$ , pois quando  $p_c > p_{cr}$ , o fluxo secundário está no estado subsónico e é dependente da  $p_c$ . Se a  $p_c$  for demasiado alta, acontece o fenómeno de inversão do fluxo em que o fluido secundário reverte o sentido e volta para o evaporador, parando o funcionamento do ejetor [50].



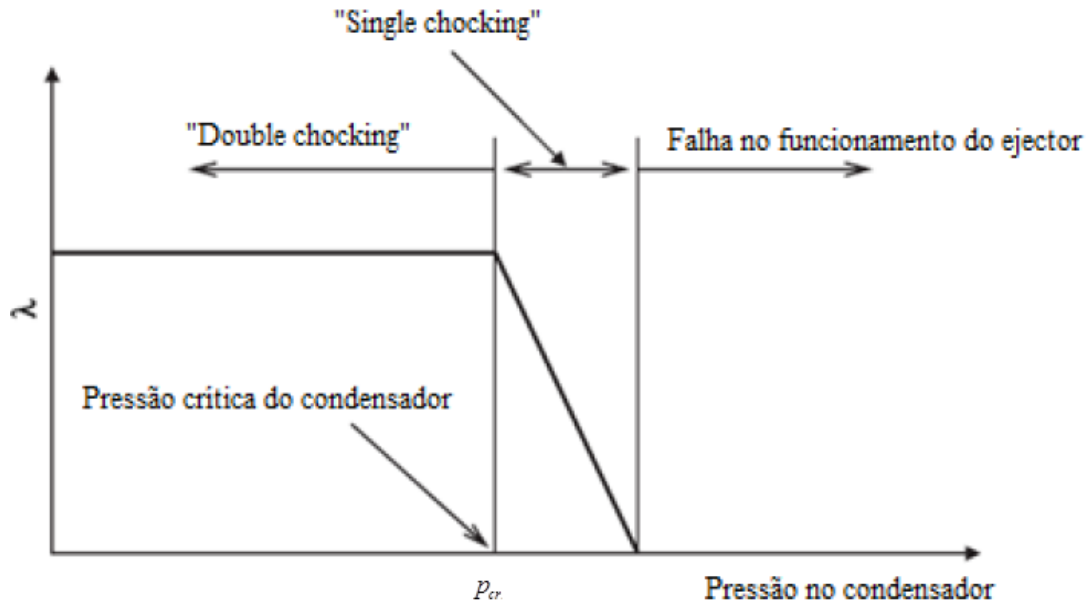


Figura 11 - Variação da razão de sucção com a pressão no condensador, com representação do ponto da pressão crítica para uma  $T_g$  e  $T_e$  constantes [47].

O efeito da  $T_e$  para várias  $T_g$  na razão de sucção para um ejetor a operar à  $p_{cr}$  igual a 23,37mbar representa-se na Figura 12. Observa-se que  $\lambda$  aumenta rapidamente com o aumento da  $T_e$  [51]. No bocal primário, o caudal primário é praticamente constante para uma  $T_g / p_g$  constante enquanto fluxo secundário aumenta, melhorando assim o desempenho do ejetor. No entanto, o efeito frigorífico é produzido no evaporador e a sua temperatura depende da aplicação pretendida e do próprio refrigerante, portanto com  $T_e$  elevado a capacidade de remover calor na unidade a ser refrigerada diminui.

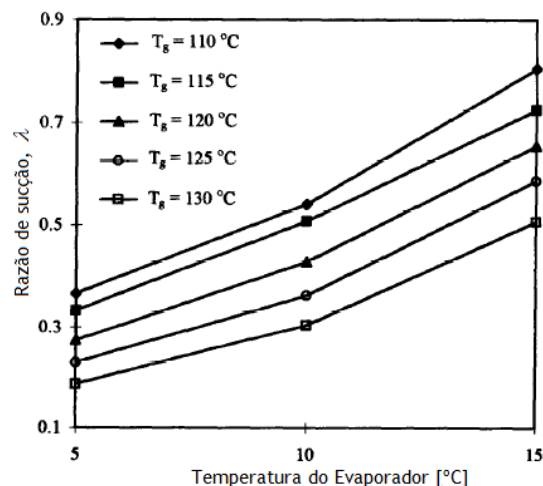


Figura 12 - Resultados experimentais com a variação da razão de sucção em função da temperatura de evaporação para valores constantes da temperatura do gerador e pressão crítica [51].

### 2.4.2 Fluido Frigorífico

O desempenho de um ejetor está relacionado com o fluido refrigerante usado. Os sistemas ejetores podem funcionar com fluidos amigos do ambiente sem comprometer o seu desempenho, o que não acontece com os sistemas de arrefecimento solar, como por exemplo o de absorção que estão limitados aos poucos pares de fluidos que podem ser aplicados. Os fluidos refrigerantes têm diferentes propriedades e por isso o desempenho do ciclo de arrefecimento difere consoante as propriedades do fluido de trabalho. Lebre [14] reuniu no seu trabalho critérios e propriedades termodinâmicas que devem ser tidos em consideração na escolha do fluido de trabalho. Vários estudos têm sido desenvolvidos em virtude de obter um maior desempenho dos ciclos de arrefecimento por ejeção. Na **Tabela 3** encontra-se uma breve comparação do desempenho para vários tipos de refrigerantes.

Sun [52] realizou um estudo teórico a comparar onze refrigerantes incluindo: água (R718), clorofluorcarbonetos (CFC's como o R11, R12 e R113), hidroclorofluorcarbonetos (HCFC's como R21, R123 e R142b); hidrofluorcarboneto (HFC's como o R134a e R152a); um composto orgânico cíclico (RC318) e um azeotrópico (R500). Ele concluiu que o R152a é o que tem melhor desempenho dos citados com um  $COP_{ej}$  no valor de 0,5 para  $T_g$  de 90°C, a  $T_c$  25 °C e  $T_e$  5 °C.

Segundo Chunnanond e Aphornratana [38], baseando-se na literatura, afirmam que os sistemas que usam compostos de halocarbonetos são mais práticos que a água, uma vez que esta não pode descer abaixo dos 0°C, sendo necessária uma baixa temperatura de evaporação não é viável. A principal vantagem dos refrigerantes halogenados reside na possibilidade de utilização de fontes térmicas de baixa temperatura, até mesmo 60°C [40]. No entanto, é importante referir que o protocolo de Montreal proibiu a produção de CFC's em 2010 e está previsto o final da produção de HCFC's em 2040 em todo o mundo.

Nehdi *et al.* [29] realizaram estudos em sistemas de arrefecimento solar com ciclo ejetor considerando vários fluidos de trabalho designados como “amigos do ambiente”, comparando o comportamento do ciclo para os refrigerantes R134a, R141b, R142b, R152a, R245fa, R290, R600 e R717 para uma  $T_g$  de 90°C,  $T_c$  de 35°C e  $T_e$  de 15 °C. Concluíram que o refrigerante R717 (amónia) oferece o  $COP_{ej}$  mais elevado com um valor de 0,41. Huang *et al.* [53] elaboraram estudos com o refrigerante R141b atingindo  $COP_{ej}$  de 0,5 com uma  $T_g$  de 90°C,  $T_c$  de 28°C e  $T_e$  de 8°C. Yapici e Akkurt [42] com o refrigerante R123 e nas condições operativas ótimas ao funcionamento do ejetor:  $T_g$  de 74°C,  $T_e$  de 10 °C e  $T_c$  de 29°C obtiveram um resultado para o  $COP_{ej}$  igual a 0,42. Lundqvist e Pridasawas [7] realizaram um estudo horário durante um ano do comportamento de um sistema de arrefecimento solar por ejeção usando iso-butano (R600a) como refrigerante. Com uma  $T_c$  de 5°C acima da  $T_{amb}$ , uma  $T_g$  dependente da radiação solar, mas um mínimo de 70°C e uma  $T_e$  a variar entre 5 e 15°C, a média do  $COP_{ej}$  foi de 0,48.

Tabela 3 - Resultado de simulações efetuadas para diferentes fluidos frigoríficos.

<i>Fluido Frigorífico</i>	Temperatura do Gerador (°C)	Temperatura do Condensador (°C)	Temperatura do Evaporador (°C)	COP (-)
R718 (água) [54]	5-15	15-35	120-140	0,42
R123 [42]	74	29	10	0,42
R134a [55]	65-85	25-40	6-10	0,36
R141b [53]	90	28	8	0,50
R11 [56]	3,5-8,5	30-35	80-130	0,42
R600a [7]	70	5+ $T_{amb}$	15	0,48
R717 (amónia) [29]	90	35	15	0,41
R152a [52]	90	25	5	0,50

### 2.4.3 Geometria do Ejetor

De maneira a tornar o sistema ejeter economicamente mais atrativo, foram realizados estudos na geometria do ejeter para otimização do desempenho do sistema. Nesta secção pretende-se fazer uma revisão ao efeito de três parâmetros que influenciam o desempenho do ejeter -  $r_a$ ,  $NXP$  e  $L_m$ .

A razão de áreas,  $r_a$ , é um parâmetro adimensional que afeta o desempenho do ejeter. A  $r_a$  é a relação existente entre a secção constante do bocal primário (i) e a área de secção constante na câmara de mistura (v) (ver Figura 10):

$$r_a = \frac{A_{(v)}}{A_{(i)}} = \left( \frac{d_{(v)}}{d_{(i)}} \right)^2 \quad (8)$$

Varga *et al.* [47] apresentam resultados obtidos em *CFD* de um ejeter de geometria variável, utilizando vapor de água como fluido de trabalho. Foi verificado que o aumento de  $r_a$  aumenta  $\lambda$  e a diminui o valor crítico da pressão do condensador. Yapici *et al.* [57] estudaram o desempenho do refrigerante R123, considerando seis configurações para a geometria do ejeter numa gama de  $r_a$  entre 6,5 e 11,5. Concluíram que a ótima  $r_a$  aumenta, aproximadamente linearmente com a  $T_g$  na gama de 83°C-103°C. Cada  $r_a$  tem um único ponto ótimo para a qual o ejeter opera na condição crítica, para uma dada  $T_c$ . Sendo assim seria necessário diferentes ejetores para as diferentes condições operativas. Varga *et al.* [58] e Ma *et al.* [50] implementaram um *spindle* no bocal primário usando água como refrigerante. No estudo numérico e experimental, verificaram que alterando a posição do *spindle*, a  $r_a$  pode ser controlada. Ao mover o *spindle* para dentro do ejeter, a secção do bocal primário diminui e consequentemente a  $r_a$  aumenta. Concluíram que variando a posição do *spindle* se consegue uma  $r_a$  ótima com um único ejeter.

O *NXP* (*nozzle exit position*) é definido como a distância entre a posição da saída do bocal primário e a entrada da secção convergente. Ao mover para dentro ou fora da câmara de mistura, estamos a afetar a  $\lambda$  e em consequência o desempenho do ejetor [47, 54]. Em estudos experimentais [39, 59] e simulações em *CFD* [60-63] foi demonstrado que ao mover o *NXP* para dentro da câmara de mistura o desempenho do ejetor ou o efeito frigorífico diminuem.

Pianthong *et al.* [54] analisaram o desempenho do ejetor ao variar o comprimento da secção de área constante da câmara de mistura ( $L_m$ ). Verificou-se que este parâmetro não altera significativamente a  $\lambda$ . Por outro lado, consegue-se valores para a  $p_{cr}$  mais elevados com o aumento do  $L_m$  permitindo ao ejetor trabalhar no modo de “*double choking*” numa maior gama de condições operativas (altas pressões/temperaturas no condensador).

## 2.5 Importância de ejetores de geometria variável

Tendo em conta que as condições climáticas variam ao longo do tempo e estas interferem nas temperaturas do gerador e condensador, uma vez que a temperatura do gerador é consoante a radiação solar captada nos coletores solares térmicos e a do condensador devido à temperatura ambiente com a qual troca calor. É, então, vantajoso a utilização de um sistema que permita a variação da geometria do ejetor (e.g. razão entre áreas) por forma a trabalhar no ponto ótimo sem terem que recorrer a ejetores múltiplos. A otimização da geometria do ejetor de forma a melhorar o desempenho do ejetor tem sido bastante estudada pois influencia diretamente o desempenho global do sistema de ar condicionado solar por ejeção, tornando-o mais atrativo economicamente [48]. Na Figura 13 temos o exemplo de um ejetor de geometria variável.

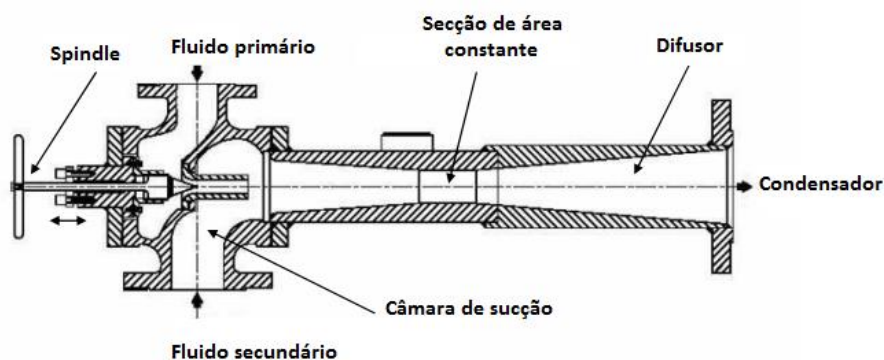


Figura 13 - Representação de um ejetor com geometria variável através de um *spindle* [50, 58].

Sun [39] propôs a utilização de ejetores de geometria variável, uma vez que o seu desempenho é afetado pelo tipo de bocal e pela sua posição relativa no ejetor [62], em aplicações para ar condicionado. Sun [39] concluiu que os ejetores de geometria fixa têm baixos  $COP_{ej}$  e que a alternativa são os ejetores de geometria variável por se conseguir ajustar a geometria às

condições operativas e consequentemente aumentar a eficiência. Dennis e Garzoli [64] realizaram uma simulação em que examinaram o uso de ejetores de geometria variável e um reservatório de água fria. Concluíram que o ejetor de geometria variável e um reservatório de água fria de 60MJ tinha um aumento de 63% na fração solar quando comparado com um ejetor de geometria fixa. A capacidade de variar a geometria do ejetor tem revelado muito bons resultados na melhoria do desempenho dos sistemas de arrefecimento solar por ejeção. Lebre [14] realizou um trabalho onde analisa a importância dos ejetores de geometria variável para aplicações em ar condicionado. É de extrema importância a orientação para tecnologias dependentes de fontes renováveis de energia, tal como esta. Cada vez mais há estudos sobre inovações no ejetor do ciclo de arrefecimento e encontramos algumas no trabalho de Chen *et al.* [48].



## Capítulo 3

# Simulação horária do sistema de arrefecimento solar com ejedor de geometria variável

A simulação térmica, para além de obrigatória no âmbito regulamentar, é uma ferramenta indispensável no sentido de aumentar a eficiência quer ao nível da otimização da potência consumida pelos equipamentos, quer ao nível do estudo e materialização de medidas de mitigação [65]. É neste âmbito que surge a importância da simulação dinâmica do consumo de energia dos edifícios.

A simulação é efetuada utilizando o *software* TRNSYS [1]. O TRNSYS é um programa computacional de característica modular adequado para simular o comportamento de sistemas dinâmicos. Neste capítulo é apresentada uma breve descrição do *software* bem como o modelo computacional usado na simulação na base horária do sistema de arrefecimento solar com ciclo ejedor no período de Verão.

### 3.1 Introdução ao TRNSYS

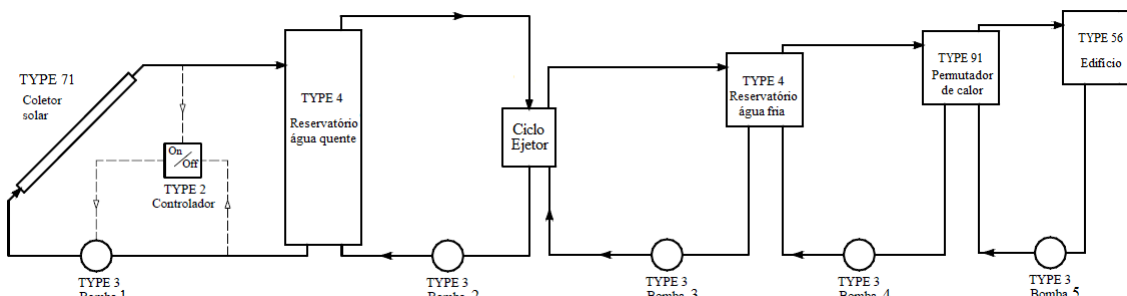
O TRNSYS (*TRaNsient SYstem Simulation program*) [1] é uma ferramenta computacional de simulação energética de sistemas transitórios, desenvolvido pelo Laboratório de Energia Solar da Universidade de Wisconsin-Madison, dos Estados Unidos da América. O departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto possui a licença de utilizador do TRNSYS 16. O presente trabalho foi realizado utilizando este *software* de simulação.

O TRNSYS trata-se duma ferramenta computacional conceituada que beneficiou de melhorias significativas ao longo dos anos de existência em virtude da contribuição de especialistas. É um programa de simulação de sistemas transitórios com uma estrutura modular e flexível, sendo a

sua utilização adequada à análise de sistemas em regime transitório. A versatilidade do programa TRNSYS permite a simulação de um edifício e de vários equipamentos associados. A elaboração de um sistema consiste na interligação entre os equipamentos (cada equipamento é um componente, geralmente designados por *Type*, com a respetiva descrição matemática) e a interligação dos seus dados (*Connections*), possuindo cada componente um conjunto pré-definido de dados de entrada, saída e parâmetros.

### 3.2 Modelo de implementação em TRNSYS

O modelo em TRNSYS consiste em várias sub-rotinas (*Types*) que modelam partes de sistemas térmicos. O TRNSYS tem uma vasta biblioteca de *Types* normalmente utilizados em sistemas térmicos. No caso do ciclo com ejedor de geometria variável foi implementado um *Type* que permite definir equações (*Equa - New equation*). Na **Figura 14** estão representados e identificados os principais componentes que foram usados para a simulação do sistema de arrefecimento solar através de um ciclo ejedor de geometria variável.



**Figura 14 - Representação esquemática do modelo utilizado na simulação em TRNSYS.**

Em comparação com a **Figura 2** o subsistema solar modelado (**Figura 14**) tem mais um componente, o *Type 3* (Bomba 2) que serve para forçar a circulação entre o reservatório de água quente (*Type 4*) e o ciclo ejedor. No subsistema de arrefecimento uma outra bomba (Bomba 3) foi igualmente implementada de modo a circular água entre o ciclo ejedor e o reservatório de água fria (*Type 4*). Na conexão do reservatório de água fria e o interior da edificação (*Type 56*) utilizou-se o conjunto permutador de calor (*Type 91*) e a bomba 5 (*Type 3*) para simular um ventiloconvetor também não representado na **Figura 2**. É ainda necessário um elemento que conduza a água do reservatório de água fria até ao permutador de calor onde se realiza a transferência de calor entre o ar interior da edificação e a água proveniente do reservatório de água fria, para tal, utilizou-se a bomba 4 (*Type 3*). Depois de selecionadas as unidades que farão parte do sistema, os componentes devem ser conectados devidamente de forma a garantir o fluxo de informação. A modelação matemática utilizada na simulação do sistema encontra-se nas secções seguintes. A representação do sistema modelado na interface do TRNSYS encontra-se no Anexo A.



### 3.3 Dados climáticos

Os métodos de simulação exigem dados climáticos representativos do local em que o sistema será instalado (i.e. valores horários da radiação solar, velocidade do vento, temperatura do bolbo húmido, etc.). Estes dados são necessários tanto para estimar os ganhos térmicos do edifício como o desempenho global do sistema de arrefecimento. Tratando-se de um programa de simulação de sistemas transitórios, o TRNSYS realiza uma simulação dinâmica do sistema com o exterior, através de ficheiros climáticos fornecidos pelo programa Meteonorm v.5.0.13 [66], publicados pela empresa Meteotest, sendo que o componente usado para fazer a leitura dos dados climáticos em formato TMY é o *Type 109*.

A **Figura 15** e a **Figura 16** representam a irradiação solar total na superfície horizontal e a temperatura ambiente máxima, mínima e média, para cada mês na região do Porto (Latitude: 41,13 Longitude: -8,60 Altitude: 100), respetivamente.

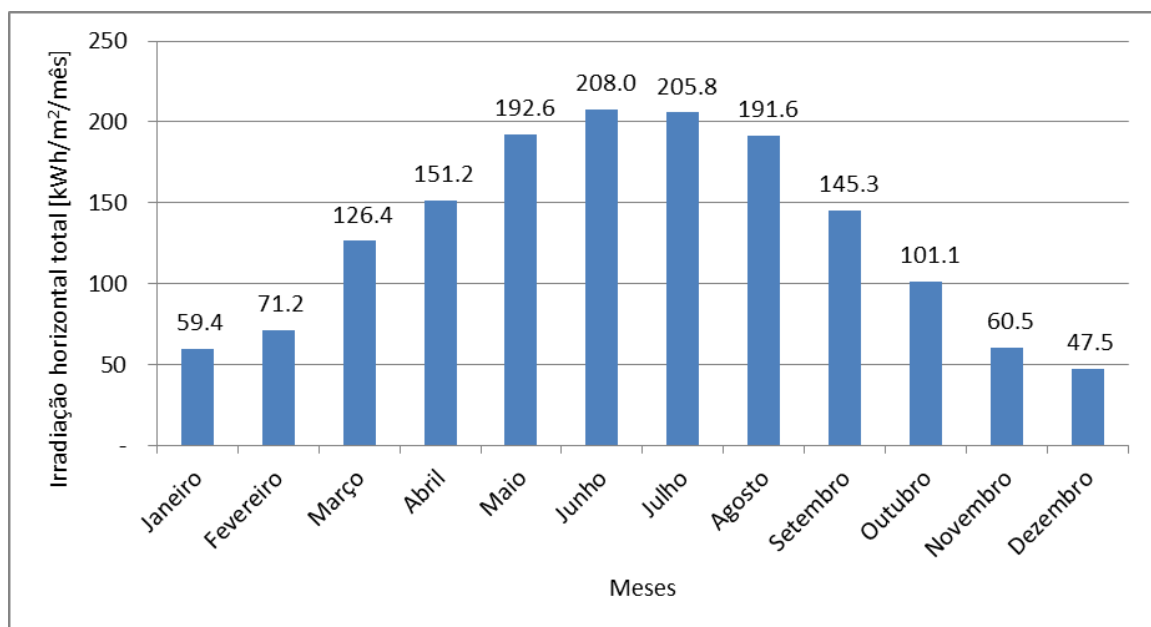


Figura 15 - Irradiação solar total na superfície horizontal para a região do Porto.

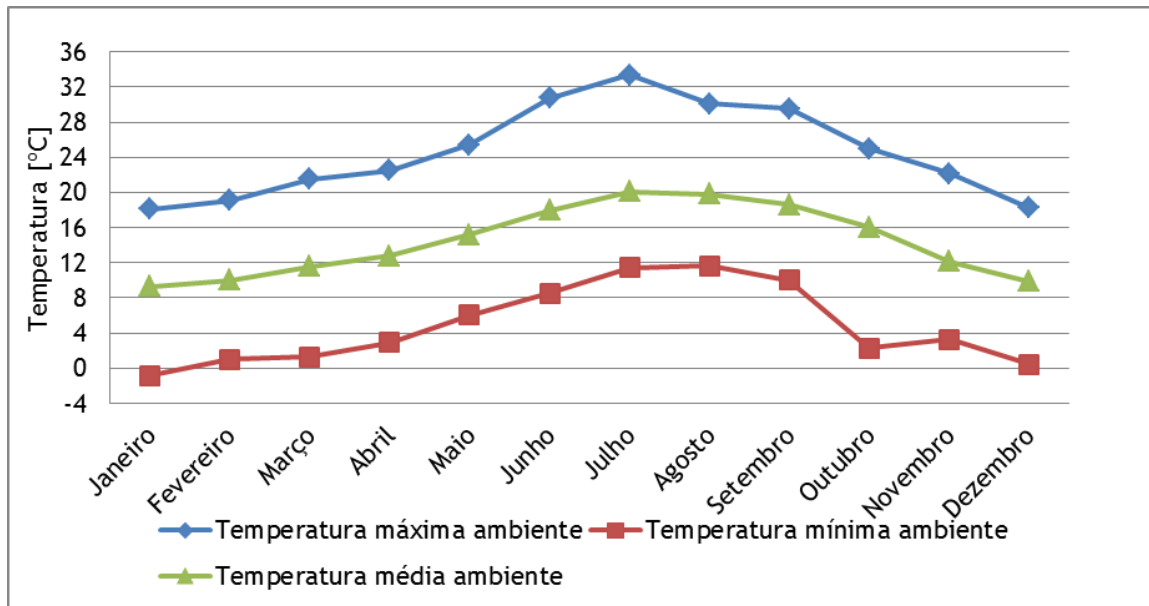


Figura 16 - Temperatura ambiente máxima, mínima e média na zona do Porto.

Observa-se da **Figura 15** que os meses de maior radiação solar são Junho e Julho (208,0 e 205,8kWh/m<sup>2</sup> respetivamente) sendo benéfico para o sistema de arrefecimento solar, uma vez que é desta energia que provém o acionamento do ciclo ejetor (energia para o gerador de vapor do ciclo). Porém as temperaturas máximas (**Figura 16**) ocorrem para os mesmos meses, ora, como vimos na secção 2.4 o desempenho do ejetor diminui com o aumento de  $T_c$  que depende das condições ambiente ( $T_{amb}$ ), pelo que é importante ter grande radiação solar disponível nessa época. Sendo assim, ao contrário do que acontece na época de necessidade de aquecimento, os picos de necessidade de arrefecimento coincidem com as alturas de maior radiação solar (Maio-Setembro) existindo todo o interesse em utilizar tecnologias de arrefecimento solar.

### 3.4 Subsistema Solar

O subsistema solar considerado é constituído por coletores solares de tubos de vácuo, uma válvula aliviadora de pressão, um reservatório para armazenamento de energia térmica, duas bombas de circulação e um controlador. Nas seguintes secções descreve-se como é efetuada a modelação destes componentes.

#### 3.4.1 Coletores Solares (*Type 71*)

O componente do TRNSYS que simula os coletores de tubos de vácuo é o *Type 71*. A **Figura 17** pretende mostrar como são efetuadas as conexões entre componentes no TRNSYS (por exemplo *Type 109* e *Type 71*).

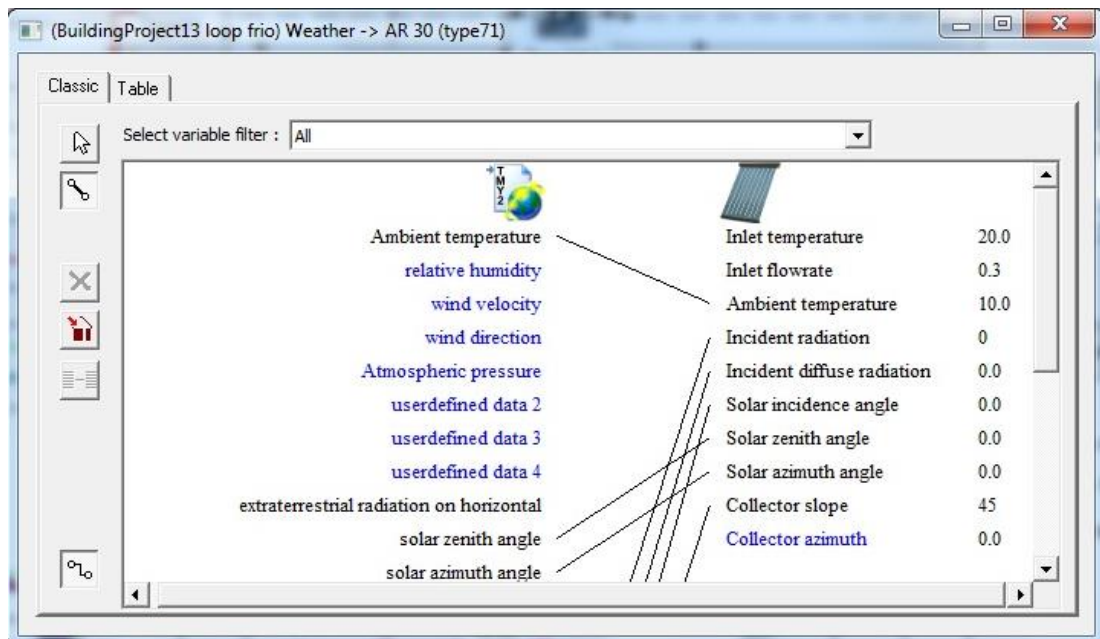


Figura 17- Exemplo das conexões entre componentes no TRNSYS (Type 109 (esquerda) e Type 71 (direita)).

O TRNSYS calcula a eficiência dos coletores através de uma função quadrática, ao contrário da equação (1). A causa do uso de uma função quadrática advém do coeficiente de perdas  $U_L$  não ser exatamente linear, dependendo este da temperatura média do coletor ( $T_{med}$ ) e de  $T_{amb}$ . A expressão usada tendo em conta a dependência em função de  $(T_{med} - T_{amb})$  resulta num coeficiente de segunda ordem  $U_{L/T}$ :

$$\eta_{col} = F_R (\tau\alpha)_n - \frac{F_R}{I} \left[ U_L (T_{med} - T_{amb}) + U_{L/T} (T_{med} - T_{amb})^2 \right] \quad (9)$$

A equação (9) pode ser escrita como uma fórmula quadrática da forma do tipo:

$$\eta_{col} = a_0 - a_1 \frac{(T_{med} - T_{amb})}{I} - a_2 \frac{(T_{med} - T_{amb})^2}{I} \quad (10)$$

Apesar de as equações que governam a eficiência dos coletores de tubos de vácuo serem iguais para coletores de placa plana, a principal diferença reside (do ponto de vista da modelação) no tratamento do modificador do ângulo de incidência (em inglês, *IAM* - *Incidence Angle Modifier*). Os coeficientes  $a_0, a_1$  e  $a_2$  e o *IAM* são calculados de acordo com os testes padronizados pela norma EN 12975-2 (Anexo B). A Tabela 4 apresenta a descrição dos parâmetros utilizados pelo TRNSYS na modelação do Type 71. O Type 71 lê um arquivo .txt que contém a lista para os *IAM*'s para as radiações direta e difusa no separador "External Files".

Tabela 4 - Descrição dos parâmetros do componente Type 71 do TRNSYS.

Parâmetro	Descrição
1-	Número de coletores em série
2-	Área total dos coletores [ $m^2$ ]
3-	Calor específico do fluido [ $kJ/kg.K$ ]
4-	Define qual a temperatura é usada na fórmula do cálculo da eficiência: 1- Temperatura de entrada ( $T_{e,col}$ ), 3-temperatura de saída ( $T_{s,col}$ ), ou a 2-média aritmética das duas ( $T_{med}$ ) [ $^{\circ}C$ ]
5-	Caudal mássico utilizado nos testes padronizados [ $kg/s.m^2$ ]
6-	Rendimento ótico (parâmetro caraterizador da eficiência $a_0$ , equação (10))
7-	Coefficiente de perdas de primeira ordem (parâmetro caraterizador da eficiência $a_1$ , equação (10)) [ $W/m^2.K$ ]
8-	Coefficiente de perdas de segunda ordem (parâmetro caraterizador da eficiência $a_2$ , equação (10)) [ $W/m^2.K^2$ ]
10-	Número de pontos utilizados para a caraterização dos IAM's (longitudinal)
11-	Número de pontos utilizados para a caraterização dos IAM's (transversal)

### 3.4.2 Válvula de alívio de pressão (Type 13)

Normalmente os sistemas de energia térmica que usa água ou outros líquidos para transferência de calor, recorrem a uma válvula de alívio da pressão (segurança) por forma a evitar a formação de vapor no caso de a água entrar em ebulição.

O componente *Type 13* utiliza como *inputs* a temperatura e o caudal de água à saída dos coletores solares ( $T_{s,col}$  e  $\dot{m}_{col}$ ) e uma temperatura de referência ( $T_{ref}$ ), podendo esta ser a temperatura à saída dos coletores ou a temperatura do topo do reservatório de água quente (conforme se pretende libertar o vapor formado dentro do reservatório ou nos coletores).

Sempre que  $T_{ref}$  ultrapassa a temperatura de ebulição do fluido,  $T_{eb}$  (uma vez que a água destilada entra em ebulição aos  $100^{\circ}C$  (à pressão atmosférica) considerou-se um grau de diferença como segurança e portanto  $T_{eb}=99^{\circ}C$ ) a válvula descarrega o vapor para o ambiente a uma taxa  $\dot{Q}_{eb}$ . A perda de caudal de água quando a válvula está aberta é assumido como nulo, ou seja, o caudal de entrada é sempre igual ao de saída.

Se  $T_{ref} > T_{eb}$  e a  $T_{s,col} > T_{eb}$

$$\dot{Q}_{eb} = \dot{m}_{col} c_p (T_{s,col} - T_{eb}) \quad (11)$$

E a temperatura à saída da válvula é igual a  $T_{eb}$ . Caso contrário, a  $\dot{Q}_{eb}$  é nula e a temperatura à saída da válvula mantém-se igual a  $T_{s,col}$ . O calor específico da água é considerado constante e igual a 4,19kJ/kg.K.

### 3.4.3 Armazenamento da energia térmica (*Type 4*)

O armazenamento da energia térmica proveniente dos coletores solares é efetuado na forma de calor sensível num reservatório de água quente. A vantagem da inserção do reservatório em sistemas térmicos é a de aumentar a eficiência do sistema, pois permite uma resposta pronta às instabilidades pontuais do recurso solar e aumenta o período de operação do sistema.

A modelação do reservatório para armazenamento de energia térmica é efetuada com o *Type 4* do TRNSYS e é baseado na suposição de o reservatório ser dividido em N (seis foi o valor utilizado) volumes de controlo iguais. O reservatório foi modelado com a válvula aliviadora de pressão (para evitar ter duas fases no seu interior (segurança)) e sem fontes auxiliares de calor. A **Tabela 5** apresenta a descrição dos parâmetros a inserir no TRNSYS para modelar o *Type 4*. O valor do coeficiente de perdas do reservatório é igual a 0,42W/m<sup>2</sup>.K e foi selecionado com base em Oliveira [4], considerando a altura igual a 1,2m para um volume de 250L.

**Tabela 5 - Descrição dos parâmetros do componente *Type 4* do TRNSYS.**

Parâmetro	Descrição
1-	Modos que definem em que volume de controlo se dá a entrada do fluido conforme a temperatura
2-	Volume do reservatório [l]
3-	Calor específico do fluido [kJ/kg.K]
4-	Densidade do fluido [kg/m <sup>3</sup> ]
5-	Média do coeficiente global de perdas térmicas por unidade de área [W/m <sup>2</sup> .K]
6-	Altura do volume de controlo [m]
12-	Modo de funcionamento do equipamento auxiliar de calor
15-	Temperatura de referência do equipamento auxiliar de calor [°C]
16-	Intervalo de temperatura do equipamento auxiliar de calor [°C]
17-	Potência máxima do equipamento auxiliar de calor [kJ/hr]
25-	Temperatura de ebulição do fluido [°C]

Uma vez que o reservatório possui estratificação térmica, assume-se que os fluxos que circulam para cima e para baixo em cada volume de controlo estão completamente misturados antes de entrarem no próximo segmento.

De acordo com a **Figura 18**, o balanço energético é efetuado tendo em conta a energia proveniente dos coletores solares  $Q_u$ , a energia libertada para a envolvente (considerada como sendo o meio ambiente, pois as temperaturas são mais elevadas no Verão relativamente ao interior da casa, havendo menos perdas [67]) e ainda a energia retirada para o gerador de vapor do ciclo ejetor. Para cada volume de controlo  $i$ , sendo  $i = \{1, 2, \dots, N-1, N\}$ , o balanço energético pode ser descrito pela equação seguinte:

$$\begin{aligned}
 (mc_p)_i \frac{dT_i}{dt} = & \\
 = & \alpha_i \dot{m}_{col} c_p \cdot (T_{s,col} - T_i) + \beta_i (\dot{m} c_p)_{res} \cdot (T_{e,res} - T_i) + (UA)_{res} \cdot (T_{amb} - T_i) + \\
 & + \gamma_i (T_{i-1} - T_i) c_p \text{ se } \gamma_i > 0 \\
 & + \gamma_i (T_i - T_{i+1}) c_p \text{ se } \gamma_i < 0
 \end{aligned} \tag{12}$$

Onde,

$$\begin{aligned}
 \alpha_i & \begin{cases} 1, & \text{se } i = 1 \\ 0, & \text{caso contrário} \end{cases} \\
 \beta_i & \begin{cases} 1, & \text{se } i = N \\ 0, & \text{caso contrário} \end{cases} \\
 \gamma_i & = \dot{m}_{col} \sum_{j=1}^{i-1} \alpha_j - \dot{m}_{carg} \sum_{j=i+1}^N \beta_j
 \end{aligned}$$

A temperatura de cada volume de controlo determina-se através da integração da equação (12) em ordem ao tempo através do método de Euler modificado (Runge-Kutta de 2ª ordem).

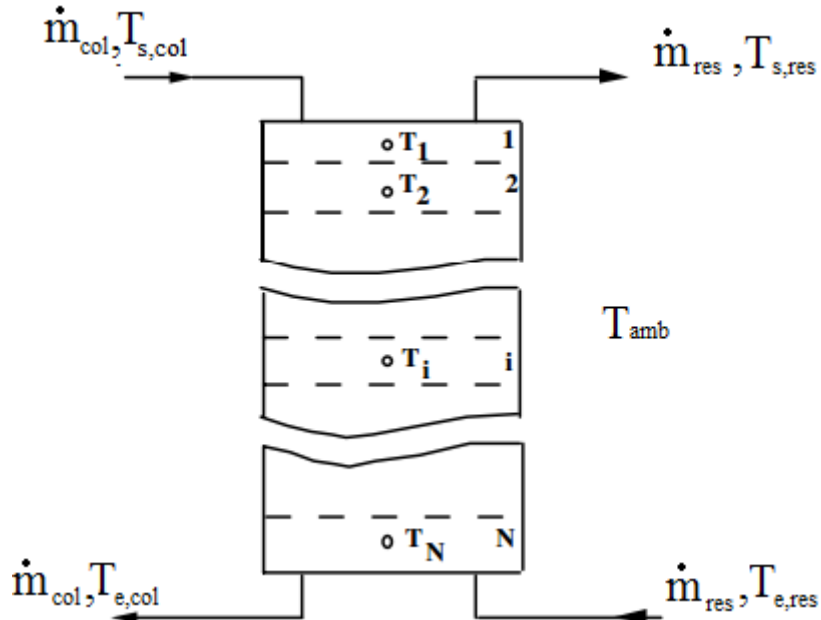


Figura 18 - Esquema representativo de um reservatório com estratificação térmica. Adaptado [1].

### 3.4.4 Bomba de circulação e controlador (*Type 3 e 2*)

Como se observa na **Figura 14** utilizou-se o *Type 3 “single speed pump”* para todas as bombas do sistema de arrefecimento solar simulado. O caudal de água a circular na bomba 1 foi 1250kg/hr para uma área de coletores solares igual a 25m<sup>2</sup>, ou seja, um caudal por unidade de área de coletores de 50kg/hr.m<sup>2</sup> [68]. Na bomba 2 circula um caudal de 459,2kg/hr. O valor deste caudal foi escolhido tendo em conta o valor nominal do gerador selecionado para ensaios de laboratório no âmbito do projeto PTDC/EME-MFE/113007/2009 e encontra-se no Anexo C. A modelação matemática das bombas não é aqui referida, uma vez que é assumido que o trabalho por elas efetuado é desprezável [7, 42, 68], podendo ser analisado no manual do TRNSYS [1].

As bombas de circulação operam quando recebem o sinal do controlador. O controlador utilizado para o efeito foi o *Type 2*, controlador diferencial de temperaturas ON/OFF. O controlo da bomba 1 é efetuado quando a diferença de temperaturas entre a saída do coletor e o topo do reservatório de água quente excede os 3°C, e desliga quando essa diferença é menor que 0,5°C [67]. O controlo da bomba 2 é efetuado quando há necessidade de arrefecer o interior do edifício, ou seja quando a temperatura no interior é maior que 25°C e desliga quando é atingida a temperatura de 20°C (de modo a obter-se um arrefecimento da temperatura interior do espaço modelado sem muitas oscilações no tempo e com o intuito de sentir frio no seu interior).

## 3.5 Subsistema de arrefecimento com ciclo ejedor

A modelação do sistema ejedor de geometria variável, uma vez que a biblioteca do TRNSYS não tem nenhum componente específico para este ciclo de arrefecimento, este foi modelado com auxílio de um componente do TRNSYS, *Equa - New equation*, que permite ao utilizador usar relações matemáticas entre *outputs* e *inputs* entre componentes.

A modelação matemática do ciclo ejedor é realizada com recurso a valores obtidos do ejedor de geometria variável em *CFD* e isobutano (R600a) como fluido de trabalho, resultados experimentais realizados no decorrer do projeto PTDC/EME-MFE/113007/2009 e valores retirados da biblioteca do *EES (Engineering Equation Solver)* [69], foram igualmente utilizados e são descritos os procedimentos nas secções seguintes.

### 3.5.1 Gerador

Em alguns modelos de simulação encontrados na literatura, assume-se que  $T_{s,res}$  é igual a  $T_g$ , significando que existe uma troca de calor ideal [70, 71]. Em outros trabalhos [36, 53] considera-se  $T_{e,col}$  superior a  $T_g$  em 10°C. Porém, nas experiências do projeto acima referido

verifica-se que  $T_{s,res}$  é superior a  $T_g$  em 1-3°C, pelo que foi considerado  $T_g = T_{s,res} - 2$ . Na entrada do gerador de vapor assumiu-se que a temperatura do lado do R600a é igual a  $T_{cond}$ .

A taxa de transferência de calor da água quente para o R600a é calculada através da seguinte expressão:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_g (h_g - h_c) \quad (13)$$

Onde  $h_g = h_g(T = T_g, x = 1)$  e  $h_c = h_c(T = T_c, x = 0)$ . Os valores das entalpias ( $h_g$  e  $h_c$ ) foram aproximados utilizando equações lineares de temperatura como:

$$h_g = 1,1211 \cdot T_g + 691,49 \quad (14)$$

$$h_c = 2,5674 \cdot T_c + 324,13 \quad (15)$$

Nas equações 14-15 os coeficientes foram obtidos através de regressão linear da curva de saturação do R600a. As propriedades da curva de saturação em fase líquida e gasosa foram obtidas pela biblioteca do *EES*. A regressão linear foi validada com um valor de  $R^2$  de 0,998 e 1,0 para  $h_g$  e para  $h_c$  respetivamente. As regressões lineares obtidas são apresentadas no ANEXO D.

A temperatura de retorno ao reservatório de água quente ( $T_{e,res}$ ) pode ser calculada através do balanço energético efetuado ao gerador:

$$T_{e,res} = T_{s,res} - \frac{\dot{Q}_g}{(\dot{m} \cdot cp)_{ag}} \quad (16)$$

### 3.5.2 Ejetor

No âmbito do projeto homologado pela FCT, foram realizados alguns estudos preliminares utilizando simulações *CFD*, recorrendo ao programa Fluent (Ansys, EUA). A modelação para o ejedor de geometria variável foi obtida usando uma aproximação polinomial dos resultados simulados em *CFD* (Anexo E).

Como referido no **Capítulo 2**, o  $COP_{ej}$  bem como a razão de sucção ( $\lambda$ ) são dependentes das temperaturas do gerador, evaporador e condensador ( $T_g, T_e$  e  $T_c$ ). O ciclo ejedor foi modelado para ser acionado apenas quando  $T_g$  maior ou igual a 80°C e  $T_c$  superior ou igual a 22°C.



O  $COP_{ej}$  é dado pelo polinómio:

$$COP_{ej} = f(T_e, T_c, T_g) = (a_0 + a_1 \cdot T_e + a_2 \cdot T_e^2) \times (a_3 + a_4 \cdot T_c + a_5 \cdot T_c^2) \times (a_6 + a_7 \cdot T_g + a_8 \cdot T_g^2) \quad (17)$$

Os coeficientes foram obtidos através do suplemento *Solver* da ferramenta EXCEL com um valor de  $R^2$  igual a 0,986. Na Tabela 6 apresenta-se os valores dos coeficientes.

Tabela 6 - Coeficientes para aproximação do modelo em CFD para o  $COP_{ej}$ .

Coeficientes	
$a_0$	$4,8331 \times 10^{-2}$
$a_1$	$2,7078 \times 10^{-3}$
$a_2$	$2,5107 \times 10^{-4}$
$a_3$	4,7174
$a_4$	$-1,8421 \times 10^{-1}$
$a_5$	$1,8755 \times 10^{-3}$
$a_6$	2,2759
$a_7$	$-3,6554 \times 10^{-2}$
$a_8$	$6,1828 \times 10^{-4}$

O mesmo procedimento foi utilizado para a determinação dos caudais mássicos  $\dot{m}_g$  e  $\dot{m}_e$ , sendo que se conseguiu uma boa aproximação com  $R^2$  de 0,989 para o caudal do gerador e para o caudal do evaporador 0,951. A Tabela 7 apresenta os valores obtidos para os respetivos caudais.

Tabela 7 - Coeficientes para aproximação do modelo em CFD para os caudais do evaporador e gerador.

Coeficientes do caudal do gerador		Coeficientes do caudal do evaporador	
$a_0$	$3,2243 \times 10^{-2}$	$a_0$	$1,5595 \times 10^{-2}$
$a_1$	$7,3642 \times 10^{-4}$	$a_1$	$2,2701 \times 10^{-3}$
$a_2$	$-4,7329 \times 10^{-5}$	$a_2$	$1,5305 \times 10^{-5}$
$a_3$	$2,29143 \times 10^{-1}$	$a_3$	$3,5687 \times 10^{-1}$
$a_4$	$-4,7791 \times 10^{-3}$	$a_4$	$-7,1522 \times 10^{-3}$
$a_5$	$6,6339 \times 10^{-4}$	$a_5$	$2,5444 \times 10^{-5}$
$a_6$	1,5954	$a_6$	-1,3162
$a_7$	$-1,7316 \times 10^{-2}$	$a_7$	$3,7763 \times 10^{-2}$
$a_8$	$7,5413 \times 10^{-5}$	$a_8$	$-1,1395 \times 10^{-4}$

### 3.5.3 Condensador

O condensador tem a função de trocar calor com o meio ambiente, fazendo com que o vapor proveniente do ejetor condense por rejeição de calor para o exterior. A temperatura de saída deste componente depende então da temperatura do meio ambiente. Para efeitos de modelação, alguns trabalhos efetuados consideram  $T_c$  5°C acima de  $T_{amb}$  [7, 72]. No presente trabalho considerou-se a mesma aproximação de modo a  $T_c$  variar com as condições ambientes.

### 3.5.4 Evaporador

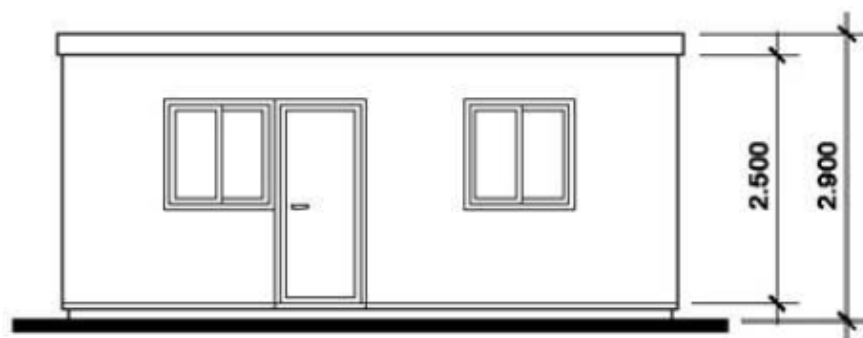
Normalmente a  $T_e$  encontra-se na gama de 5-10°C para sistemas de ar condicionado [68]. Tendo em conta esta informação, foi selecionada uma  $T_e$  de 8°C.

O efeito frigorífico dá-se no evaporador e a sua potência é calculada através da relação entre o  $COP_{ej}$  e a potência no gerador através da equação:

$$\dot{Q}_e = COP_{ej} \cdot \dot{Q}_g \quad (18)$$

## 3.6 Subsistema da carga de arrefecimento

O componente que efetua a simulação do comportamento térmico de um edifício multizona é o *Type 56*. O comportamento térmico do edifício é calculado através das funções de transferência de Mitalas e Arseneault [1]. O TRNBuild é uma aplicação do TRNSYS que lê e processa um ficheiro .bui que contém praticamente todas as características referentes ao edifício e sua utilização, gerando dois ficheiros: .bld e .trn. O primeiro possui a informação contida no TRNBuild com a sintaxe específica para leitura pelo *Type 56* e o segundo contém os coeficientes para o cálculo das funções de transferência pelo *Type 56*. Como referido anteriormente, o edifício modelado é composto por uma única zona, um mono bloco selecionado do catálogo da Movex, S.A.. As propriedades geométricas do mono bloco modelado encontram-se **Figura 19**.



**SÉRIE C-6 ( Monoblocos c/ 6,200 x 2,400 ) A=14,88m<sup>2</sup>**

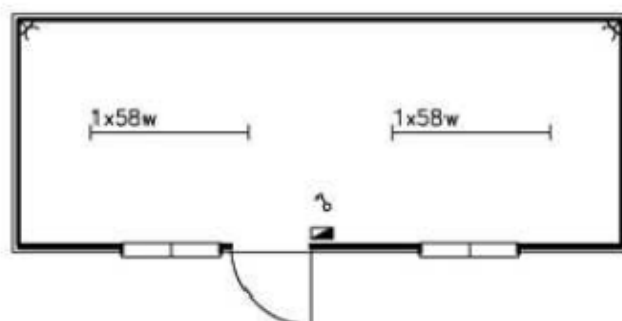


Figura 19 - Dimensões do espaço modelado no TRNBuild.

Os dados que descrevem um espaço no TRNBuild podem ser divididos em quatro partes:

- Dados do regime iniciais i.e valores iniciais de temperatura e humidade (*Regime Data*)
- Composição das paredes da zona térmica a modelar (*Walls*)
- Definição e orientação dos vidros que compõem a zona térmica (*Windows*)
- Equipamentos opcionais e especificações como infiltrações, ventilação, arrefecimento, aquecimento, ganhos internos e conforto.

A TRNBuild contém uma biblioteca contendo informação sobre as propriedades dos materiais geralmente usados na construção tanto de paredes como de vidros. A **Tabela 8** apresenta a informação relevante à estrutura do espaço modelado. Podemos ter informações mais detalhadas nas janelas de interface do TRNBuild apresentadas no Anexo F.

Tabela 8 - Parâmetros usados na simulação do espaço modelado.

Paredes/Janelas	Área (m <sup>2</sup> )	Espessura (mm)	Orientação
<b>Pavimento</b>	14,88	19	Horizontal
• VIROC			
<b>Cobertura</b>	14,88	32	Horizontal
• Aço		1	
• Poliuretano (40kg/m <sup>3</sup> )		30	
• Aço		1	
<b>Parede exterior Norte</b>	15,50	42	Vertical
• Aço		1	
• Poliuretano (40kg/m <sup>3</sup> )		40	
• Aço		1	
<b>Parede exterior Sul</b>	15,50*	42	Vertical
• Aço		1	
• Poliuretano (40kg/m <sup>3</sup> )		40	
• Aço		1	
<b>Parede exterior Este</b>	6,00	42	Vertical
• Aço		1	
• Poliuretano (40kg/m <sup>3</sup> )		40	
• Aço		1	
<b>Parede exterior Oeste</b>	6,00	42	Vertical
• Aço		1	
• Poliuretano (40kg/m <sup>3</sup> )		40	
• Aço		1	
<b>Janela 1</b>	1,00	4	Vertical
<b>Janela 2</b>	1,00	4	Vertical

\*inclui a área das janelas

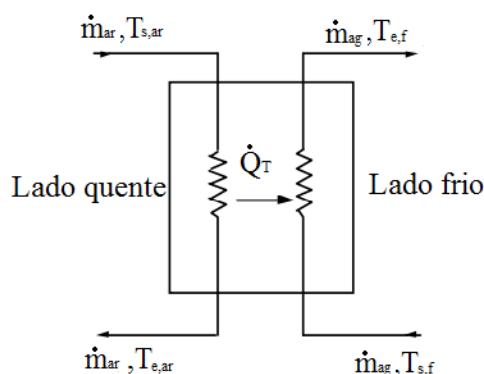
Pode adicionar-se novos materiais bastando para isso fornecer as informações sobre a condutividade térmica, calor específico e densidade. O VIROC não constava na biblioteca e como tal, teve de se criar este material, as propriedades do material utilizadas foram: condutividade 0,22W/m.K, calor específico 4kJ/kg.K e a densidade de 1350kg/m<sup>3</sup>, estes valores foram retirados do trabalho de Pascoalinho [73].

O TRNSYS necessita de valores iniciais de temperatura e humidade relativa para o início da simulação, porém esses valores são difíceis de serem previstos. Sendo assim, um erro em limitar esses valores é expectável. Para contornar esse erro, a estratégia a utilizar é inicializar

dois dias antes do dia recomendado e os resultados serem observados apenas ao terceiro dia (1 de Maio) [67]. Como tal, os valores iniciais utilizados de temperatura e humidade relativa de 10°C e 50%, respetivamente. Para o espaço modelado assumiu-se uma ventilação natural igual a 1,0 renovações do ar por hora (valor utilizado nas últimas décadas em construção de moradias Anexo G [74]). Foi ainda considerando um ganho interno proveniente de um computador com 140W. De modo a conectar o sistema de arrefecimento modelado ao *Type 56* consideraram-se como *inputs* na ventilação da zona térmica a temperatura de ar introduzido e as renovações de ar de ventilação.

Para conseguir uma maior estabilidade no arrefecimento do mono bloco, um reservatório de água fria foi implementado usando o *Type 4* cuja estratificação térmica consiste em apenas um volume de controlo, sendo, por isso, considerado totalmente misturado uma vez que é de muito menor dimensão (50l). A água fria aí armazenada é proveniente do ciclo ejeter (evaporador). A bomba 3 tem a função de circular o caudal de água entre o evaporador do ciclo ejeter e o reservatório de água fria e funciona até a temperatura do reservatório de água fria atingir os 13°C. De acordo com o evaporador utilizado no âmbito do projeto referenciado no início deste capítulo, o caudal mássico de água que passa no evaporador é de 425,52kg/hr. As informações sobre o evaporador podem ser encontradas no Anexo H.

A diminuição da temperatura do ar retirado do interior do espaço é conseguida através do permutador de calor modelado pelo *Type 91*. O *Type 91* “constant effectiveness heat exchanger” calcula a energia máxima transferida com base na capacidade mínima de transferência de calor  $(\dot{m}c_p)_{\min}$  e das temperaturas de entrada do fluido do lado frio (água proveniente do reservatório de água fria) e do lado quente (ar proveniente do interior do espaço). Na **Figura 20**, apresenta-se um esquema representativo do permutador de calor modelado pelo *Type 91*.



**Figura 20** - Esquema do permutador de calor *Type 91* do TRNSYS. Adaptado [1].

A modelação matemática do *Type 91* considera a eficiência da troca de calor como parâmetro e foi considerado ser igual a 0,9. O calor máximo que é possível de transferir e a eficiência são dados pelas expressões 19 e 20, respetivamente:

$$\dot{Q}_{\max} = (\dot{m}c_p)_{\min} \cdot (T_{s,ar} - T_{s,f}) \quad (19)$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_T}{\dot{Q}_{\max}} \quad (20)$$

Com  $\dot{Q}_T$  a potência calorífica retirada ao ar do interior do espaço modelado.

Por último, as condições de saída são calculadas para os dois fluxos pelas equações:

$$T_{e,ar} = T_{s,ar} - \frac{\dot{Q}_T}{(\dot{m}c_p)_{ar}} \quad (21)$$

$$T_{e,f} = T_{s,f} + \frac{\dot{Q}_T}{(\dot{m}c_p)_{ag}} \quad (22)$$

Os caudais mássicos de água (400kg/hr) e de ar (288kg/hr) foram seleccionados tendo em conta o catálogo da *Lux Magna, Lda.* de ventiloconvetores (Anexo I). As bombas 4 (com a função de bombear água para o permutador de calor (*Type 91*)) e 5 (com a função de ventilar o ar no interior do espaço) funcionam quando a temperatura no interior do espaço é maior do que 25°C e desliga quando a temperatura no interior da casa atinge os 20°C.

### 3.7 Estimativa da carga de arrefecimento

Uma das vantagens do TRNSYS é a capacidade do programa calcular a carga necessária ao arrefecimento de uma zona térmica em regime dinâmico. Através do *Type 56* determinou-se a exigência de arrefecimento necessária ao espaço para não ultrapassar a temperatura de 25°C no período de Verão (Maio-Setembro inclusive). Os componentes utilizados no TRNSYS para simulação do comportamento energético do espaço encontram-se na **Figura 21**.

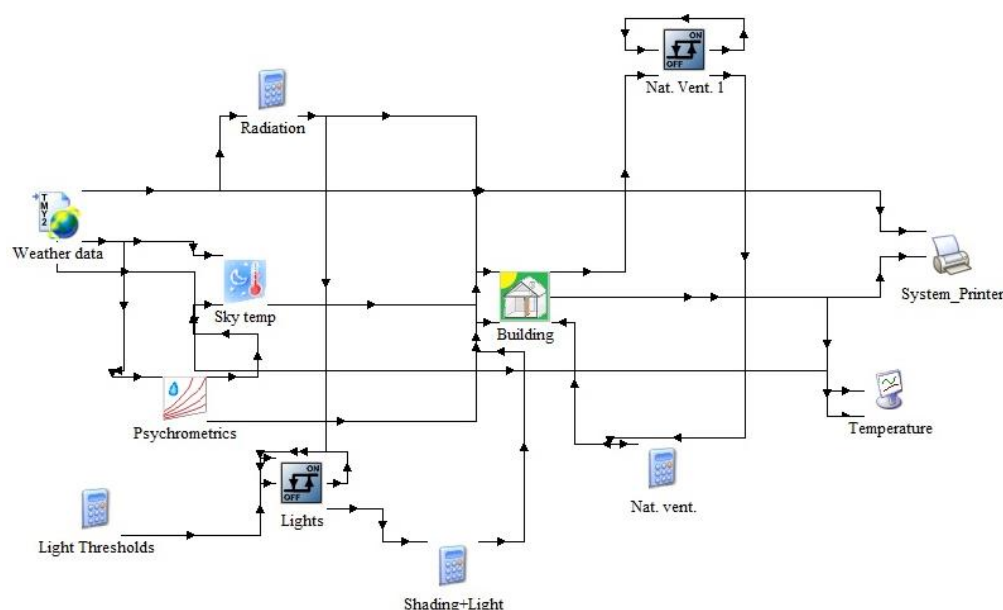


Figura 21 - Projeto no *Simulation Studio* para estimativa da carga de arrefecimento.

A descrição dos componentes usados no projeto (Figura 21) para a determinação da carga de arrefecimento necessária ao espaço encontra-se na Tabela 9:

Tabela 9 - Descrição dos Types utilizados para a simulação da carga térmica.

Componente	Designação	Função	Número de componentes
Type 109	Weather data	Associação ao ficheiro climático (TMY2).	1
Type 69	Sky temperature	Determinação da temperatura efetiva do céu.	1
Type 33	Psychometrics	Determinação das propriedades do ar húmido.	1
Type 56	Building	Modelação do comportamento térmico do espaço.	1
Type 2	Diferencial controller	Controlador dos equipamentos (ON/OFF) como ventilação, iluminação artificial, entre outros.	2
	Equation	Permite a realização de cálculos entre componentes.	4
Type 65	Online Plotter	Apresentação na forma gráfica dos resultados.	1
Type 25	Printer	Apresentação na forma numérica dos resultados.	1

A **Tabela 10** apresenta os valores para cada mês do período de Verão (desde a hora 2880 até 6552 do ano) da irradiação total no plano horizontal por unidade de área de coletores solares, da carga necessária retirar ao espaço e as temperaturas máxima, mínima e média do seu interior com a fachada que contém as janelas orientadas a Sul sem nenhum sistema de arrefecimento.

**Tabela 10 - Valores para cada mês da irradiação solar, carga de arrefecimento e temperaturas máxima, mínima e média do interior do espaço para fachada com janelas orientada a Sul.**

<i>Mês</i>	<i>Irradiação total na horizontal [kWh/m<sup>2</sup>]</i>	<i>Carga de arrefecimento [kW]</i>	<i>Temperatura máxima [°C]</i>	<i>Temperatura mínima [°C]</i>	<i>Temperatura média [°C]</i>
Maio	192,6	25,1	32,6	11,4	20,9
Junho	208,0	69,0	37,7	14,3	23,4
Julho	205,8	116,4	38,6	17,0	25,8
Agosto	191,6	122,7	38,4	16,9	25,8
Setembro	145,3	114,1	39,7	15,6	25,2

Posteriormente aos resultados apresentados na **Tabela 10** efetuou-se o mesmo estudo sobre o comportamento térmico do espaço modelado para as outras orientações possíveis (Norte, Este e Oeste) de modo a obter uma estimativa da melhor orientação para diminuir a carga de arrefecimento necessária. As **Tabela 11**, **Tabela 12** e **Tabela 13** apresentam os valores para as orientações da fachada com as janelas a Norte, Este e Oeste respetivamente.

**Tabela 11 - Valores para cada mês da irradiação solar, carga de arrefecimento e temperaturas máxima, mínima e média do interior do espaço para fachada com janelas orientada a Norte.**

<i>Mês</i>	<i>Irradiação total na horizontal [kWh/m<sup>2</sup>]</i>	<i>Carga de arrefecimento [kW]</i>	<i>Temperatura máxima [°C]</i>	<i>Temperatura mínima [°C]</i>	<i>Temperatura média [°C]</i>
Maio	192,6	11,3	30,4	11,1	20,1
Junho	208,0	52,1	36,1	14,4	23,1
Julho	205,8	91,5	37,8	16,9	25,3
Agosto	191,6	68,8	35,6	16,7	24,5
Setembro	145,3	36,3	33,7	14,9	22,8



**Tabela 12 - Valores para cada mês da irradiação solar, carga de arrefecimento e temperaturas máxima, mínima e média do interior do espaço para fachada com janelas orientada a Este.**

<i>Mês</i>	<i>Irradiação total na horizontal [kWh/m<sup>2</sup>]</i>	<i>Carga de arrefecimento [kW]</i>	<i>Temperatura máxima [°C]</i>	<i>Temperatura mínima [°C]</i>	<i>Temperatura média [°C]</i>
Maio	192,6	35,2	32,4	11,5	21,8
Junho	208,0	102,6	38,9	15,0	24,9
Julho	205,8	146,3	38,4	17,1	26,9
Agosto	191,6	130,2	36,8	17,0	26,4
Setembro	145,3	78,8	36,4	15,4	24,5

**Tabela 13 - Valores para cada mês da irradiação solar, carga de arrefecimento e temperaturas máxima, mínima e média do interior do espaço para fachada com janelas orientada a Oeste.**

<i>Mês</i>	<i>Irradiação total na horizontal [kWh/m<sup>2</sup>]</i>	<i>Carga de arrefecimento [kW]</i>	<i>Temperatura máxima [°C]</i>	<i>Temperatura mínima [°C]</i>	<i>Temperatura média [°C]</i>
Maio	192,6	50,7	35,7	12,2	21,8
Junho	208,0	119,4	43,1	15,3	25,0
Julho	205,8	162,7	43,5	17,9	27,2
Agosto	191,6	139,6	40,3	17,6	26,4
Setembro	145,3	89,0	39,4	15,8	24,4

Como seria de esperar, a orientação a Norte (Tabela 11) é a que possui uma menor carga térmica em todos os meses de Verão relativamente às outras com um máximo de 91,5 kW para o mês de Julho. Porém esta orientação não é viável pois a localização onde irá ser inserido o espaço modelado no âmbito do projeto anunciado no **Capítulo 1** estaria a colocar-se as janelas viradas para uma parede. As orientações a Este (Tabela 12) e Oeste (Tabela 13) possuem a maior carga térmica para o mês de Julho (146,3 e 162,7kW, respetivamente), enquanto a Sul o período de maior carga térmica é em Agosto (122,7kW). De notar que as maiores temperaturas médias no interior do espaço são máximas para as orientações a Este e Oeste no mês de Julho (26,9°C e 27,2°C respetivamente), enquanto a Sul a temperatura média mais alta é encontrada para os meses de Julho e Agosto (25,8°C e 24,5°C). Pode concluir-se que a melhor orientação será a Sul para a realização da simulação do sistema de arrefecimento solar com ciclo ejetor de geometria variável, pois tem menor carga térmica que as restantes orientações possíveis (Este e Oeste).



## Capítulo 4

### Resultados e discussão

Um modelo computacional em TRNSYS do sistema de arrefecimento solar com ciclo ejeter foi desenvolvido com o objetivo de realizar um estudo paramétrico que permitisse ter uma ideia das dimensões ótimas do ângulo de coletores solares ( $\phi$ ), a área ( $A_{col}$ ) e ainda o volume do reservatório de armazenamento térmico com água quente ( $V_{res}$ ) proveniente do subsistema solar.

#### 4.1 Ângulo dos coletores solares

Nesta secção é efetuada uma otimização paramétrica referente ao valor que deve ter o ângulo dos coletores solares resultante de uma simulação horária para o período de Verão. A parametrização é feita para uma área útil de coletores solares de  $25,8\text{m}^2$  (correspondente à área de 8 coletores solares do catálogo referido na secção 3.4.1). A **Figura 22** mostra a quantidade de energia útil total ( $Q_u$ ) angariada para cada mês de Verão pelos coletores solares para ângulos de  $10^\circ$  a  $40^\circ$  com incrementos de  $5^\circ$ .

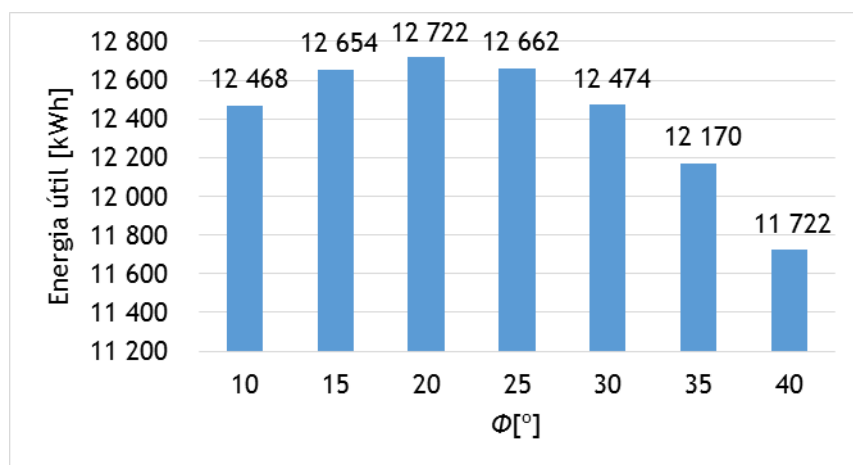
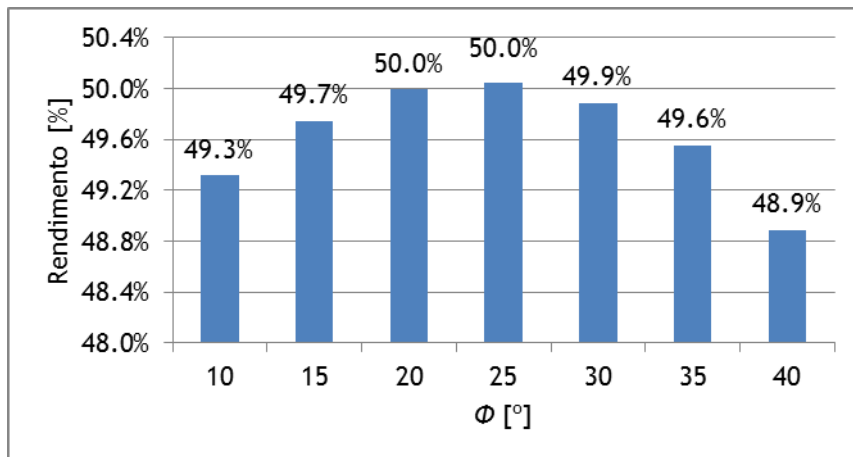


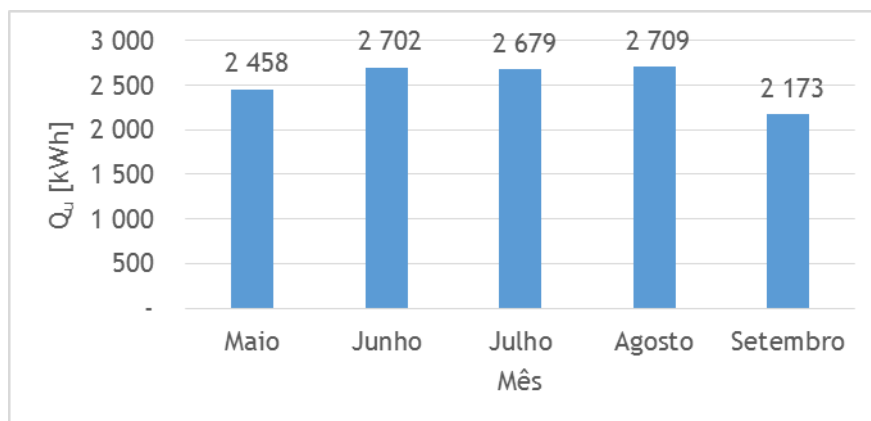
Figura 22 - Energia útil para os diversos ângulos do coletor solar.

Verifica-se na **Figura 22** um ângulo que maximiza a quantidade de energia recolhida pelos coletores. Esse máximo é atingido para um ângulo de  $20^\circ$  coletando 12.722kWh. Por outro lado, nota-se que a variação em relação a esse máximo de energia para os ângulos de  $15^\circ$  e  $25^\circ$  é baixa (de 0,53% e de 0,47%, respetivamente). A eficiência média dos coletores foi estimada através do quociente entre a energia útil total recolhida e a energia total que incidiu durante os meses de Verão para a mesma área de coletores em cima referido (**Figura 23**).



**Figura 23** - Rendimento dos coletores solares para os diversos ângulos do coletor solar.

A variação da eficiência entre o ângulo de  $20^\circ$  para o de  $25^\circ$  é inferior a 0,1%. Já a variação da eficiência entre o ângulo de  $10^\circ$  para  $25^\circ$  é de 1,4% concluindo que entre as gamas de  $10^\circ$  a  $35^\circ$  o ângulo não tem muita influência no rendimento. Para concluir, a estimativa da energia útil captada pelos coletores solares em cada mês para uma inclinação de  $20^\circ$  dos coletores encontra-se na **Figura 24**.



**Figura 24** - Energia útil mensal para um ângulo de coletores solares de  $20^\circ$ .

A **Figura 24** permite observar que para o ângulo em que se existe uma maior captação de energia é no mês de Agosto (2.709 kWh), com uma variação em relação ao mês de Maio de 9,3%, ao mês de Junho 0,2%, ao mês de Julho 1,1% e em relação a Setembro 19,8%. A maior

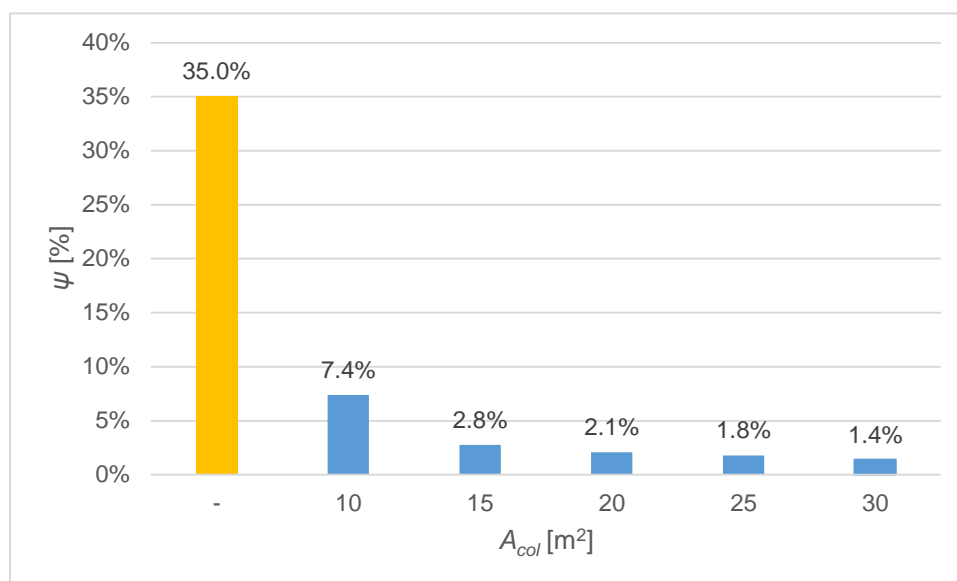
eficiência, tendo em conta a definição utilizada nesta secção, foi para o mês de Agosto e é 51,7%, enquanto para o mês de Maio foi a menor, 47,0%.

## 4.2 Área dos coletores solares

O aumento da área dos coletores solares aumenta a captação da energia proveniente do sol. Porém, nem sempre é vantajoso ter uma área de coletores solares sobredimensionada devido ao espaço disponível e ao custo por unidade de área de coletor.

Para o dimensionamento dos coletores solares foi tido em consideração o menor espaço possível que não compromettesse a eficiência do sistema de arrefecimento. Para tal, foram efetuadas simulações para uma gama de áreas de coletores entre 10m<sup>2</sup> e 30m<sup>2</sup> com incrementos de 5m<sup>2</sup> com  $V_{res}$  de 250l e  $\phi$  igual a 20°.

A percentagem de horas em que a temperatura do interior do espaço vai além dos 26°C,  $\psi$  (considerou-se uma temperatura de referência um grau acima da temperatura de conforto devido ao tempo de resposta por parte do sistema de arrefecimento) está representada na **Figura 25**.

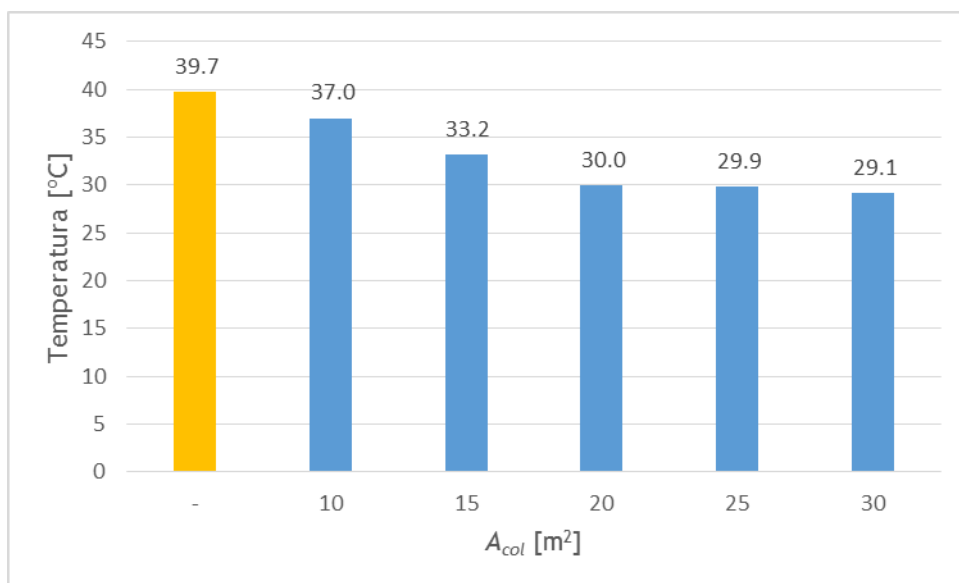


**Figura 25 - Percentagem de horas no período de Verão em que a temperatura no interior da zona térmica excede os 26°C.**

Na **Figura 25** nota-se que o sistema de arrefecimento solar com ejedor de geometria variável é eficaz, uma vez que sem sistema de arrefecimento 35% das horas de Verão são passadas com uma temperatura no interior do espaço acima de 26°C. A seleção da área a ocupar pelos coletores solares foi efetuada de modo  $\psi$  seja menor que 5% das horas totais do Verão (2880-6552). Observa-se que a primeira área de coletores que verifica o requisito é para 15m<sup>2</sup> ( $\psi$ =2,8%). Pode constatar-se que o ganho em aumentar a área de 15m<sup>2</sup> para 20m<sup>2</sup> traz um

benefício de 0,7 pontos percentuais, o que não é muito em relação ao preço de mais 5m<sup>2</sup> de coletor.

O valor máximo da temperatura atingida no interior da zona térmica durante o período de Verão para as diferentes áreas de coletores solares é apresentado na **Figura 26**.



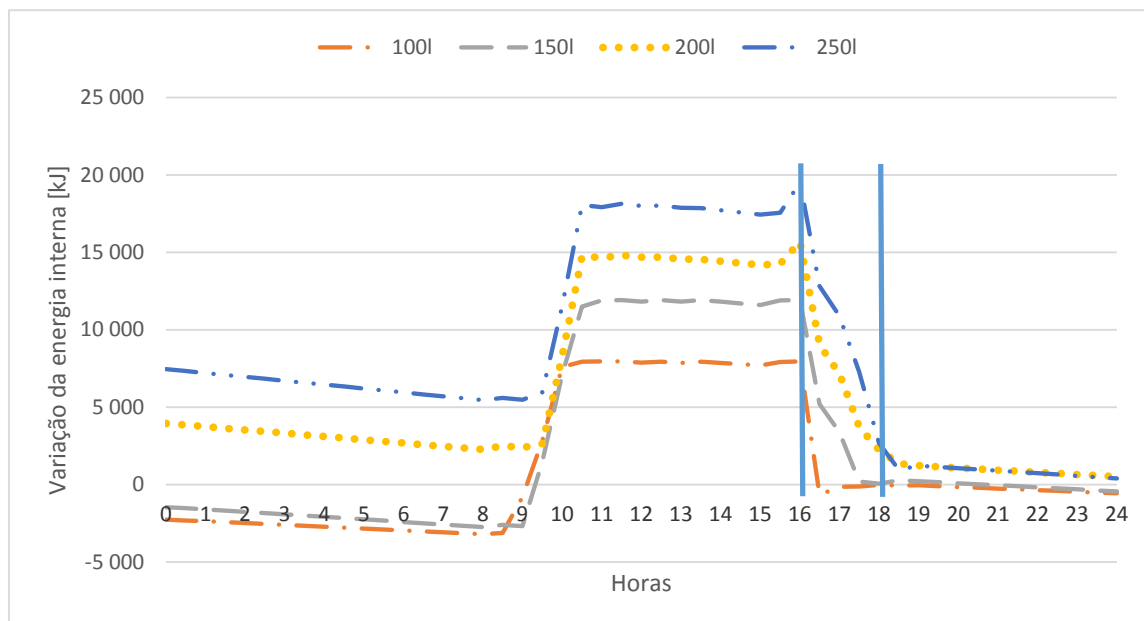
**Figura 26** - Temperatura máxima atingida no período de Verão para as diferentes áreas de coletores solares em comparação com a máxima atingida sem arrefecimento.

A área equivalente a 10m<sup>2</sup> atinge uma temperatura máxima de 37°C, ao implementar mais 5m<sup>2</sup> de coletor solar consegue-se uma redução de pouco mais de 10% sobre essa temperatura, passando a temperatura máxima ser 33,2°C para uma área de 15m<sup>2</sup>. Também se verifica uma redução de quase 10% entre temperaturas máximas para a área de 20m<sup>2</sup> e 15 m<sup>2</sup>. De 20 m<sup>2</sup> para 25 m<sup>2</sup> o ganho já não justifica o investimento.

### 4.3 Volume do reservatório de água quente

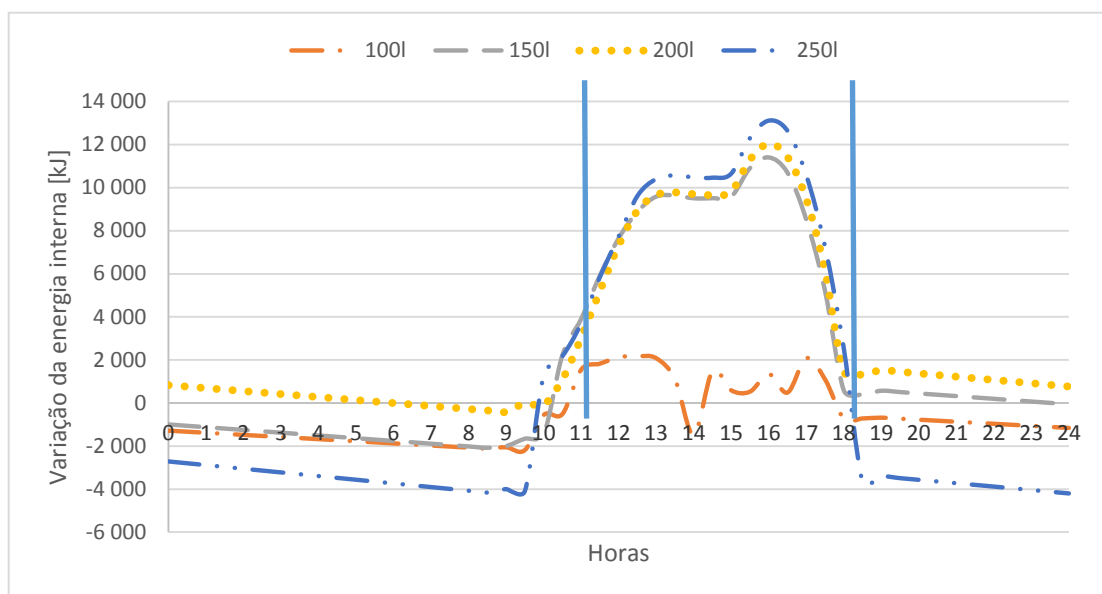
O reservatório térmico é de extrema importância quando se trata de sistemas de arrefecimento, pois tem como função ter energia disponível para o gerador em alturas em que a carga térmica é elevada e a radiação solar é reduzida. A seleção do volume ótimo para o reservatório de água quente não é simples, pois, por um lado, o aumento do volume pode dar resposta às necessidades do sistema durante um período de tempo mais longo, mas por outro lado, também aumenta as perdas térmicas para o exterior. Para determinar o valor ótimo do volume do reservatório de água quente efetua-se uma análise do seu comportamento para valores compreendidos entre os 100l e 250l, com incrementos de 50l (foi utilizada uma área útil de coletores de 15m<sup>2</sup> e um ângulo de 20°). Foi simulada a variação da energia interna do reservatório de água quente em relação a uma temperatura de 80°C (temperatura mínima

necessária para o funcionamento do ciclo ejedor) e analisou-se três dias em que há uma variação da radiação solar devido a nebulosidade e existe a necessidade de arrefecimento.



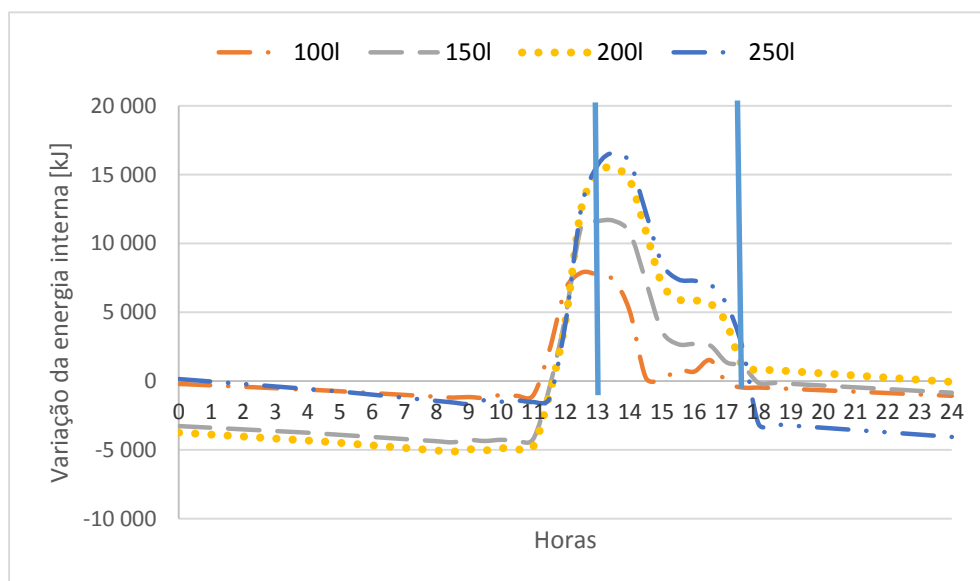
**Figura 27 - Comparação da variação da energia interna do reservatório de água quente com volume igual 100l, 150l, 200l e 250l para o dia 26 de Maio.**

As duas barras verticais existentes na **Figura 27** foram colocadas de modo a indicar o início (16h) e fim (18h) de funcionamento do ciclo ejedor. Observar-se que os reservatórios de 200l e 250l são capazes de fornecer energia ao ciclo durante o intervalo de tempo em que o sistema de arrefecimento é necessário estar ligado. O reservatório de 100l apresenta valores negativos da variação da energia interna (temperatura menor que 80°C) a partir das 16h30 e o de 150l a partir das 17h30, mostrando que o reservatório tem capacidade de fornecer energia ao ciclo por mais uma hora do que o de 100l.



**Figura 28 - Comparação da variação da energia interna do reservatório de água quente com volume igual 100l, 150l, 200l e 250l para o dia 24 de Agosto.**

A **Figura 28** evidência um comportamento idêntico para os reservatórios de 150l, 200l e 250l. As barras verticais pretendem indicar o início e fim do funcionamento do ciclo. Nota-se a variação da radiação devido a nebulosidade entre os períodos das 12h30 até às 15h. Observa-se que o reservatório de 100l não tem capacidade de fornecer mais energia ao ciclo ejetor e deixa de funcionar pouco antes das 14h. Após esse período, por volta das 14h30 a radiação volta a subir, mas não é suficiente para impedir oscilações entre o ligar e desligar do ciclo. Por outro lado, os reservatórios de 150l, 200l e 250l cumprem a função e fornecem a energia necessária ao gerador para o manter a funcionar.



**Figura 29 - Comparação da variação da energia interna do reservatório de água quente com volume igual 100l, 150l, 200l e 250l para o dia 25 de Setembro.**

Como indicado na **Figura 29** o ejetor liga por volta das 13h e desliga por volta das 17h30. A variação da radiação solar é visível pois todos os reservatórios têm um comportamento semelhante entre as 14h e as 15h, sendo que o reservatório de 100l esgota toda a sua capacidade de fornecer energia ao gerador nesse período de tempo. Os outros três reservatórios conseguem aguentar até a radiação voltar a aumentar (a partir das 15h) funcionando por um período de tempo maior.

Da análise da **Figura 27**, **Figura 28** e **Figura 29** indicam que um volume de 100l é o menos indicado para o reservatório de água quente dentre a gama selecionada, enquanto que o de 250l é o que se verifica aguentar por um período de tempo maior o funcionamento do ciclo ejetor.

Da simulação horária para os meses de Verão foi possível concluir que o volume mínimo capaz de garantir que a temperatura do interior do espaço ultrapasse 26°C menos de 5% das horas do período de Verão é o de 150l (**Figura 30**). O ganho de horas que se consegue obter do



reservatório de 100l para o de 150l é 41,7%, enquanto o ganho do reservatório de 100l para o de 200l é 45,5%. Uma vez que o ganho em horas em aumentar o  $V_{res}$  de 150l para 200l em relação aos 100l é pequeno, deve utilizar-se o volume menor pois representa um menor investimento.

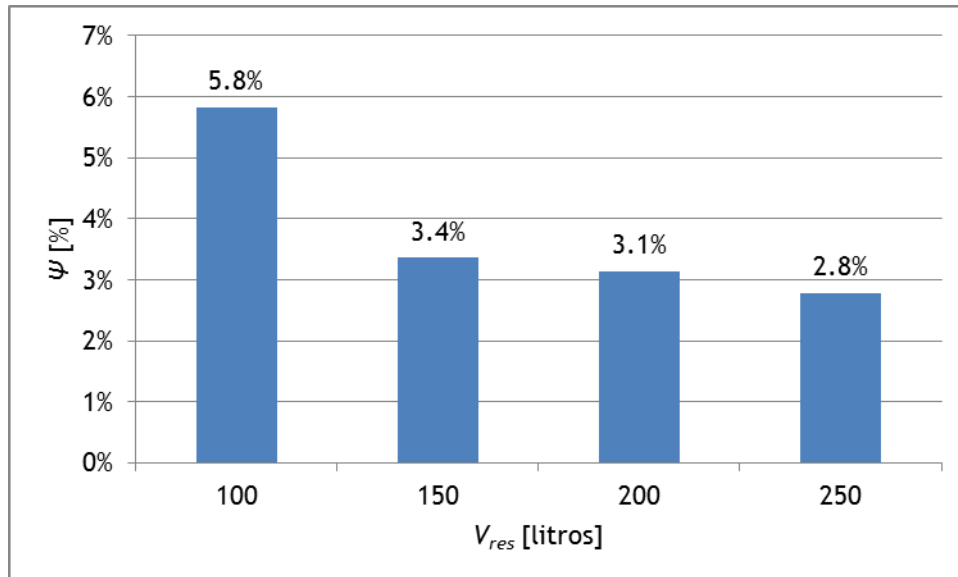


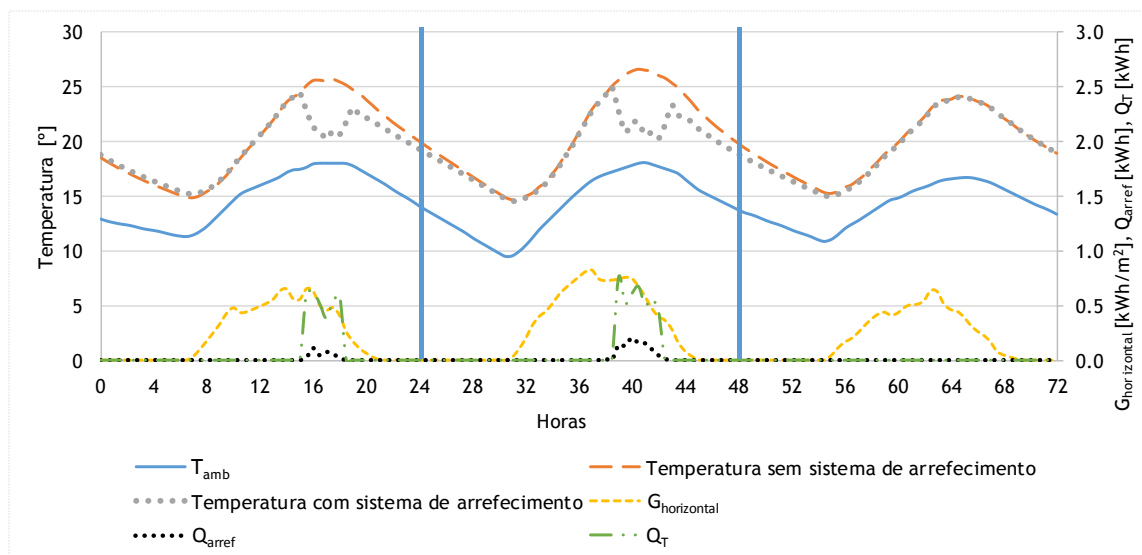
Figura 30 - Percentagem de horas em que a temperatura no interior do espaço nos meses de Verão excede 26°C.

#### 4.4 Comportamento do sistema de arrefecimento

Na presente secção é apresentado o funcionamento do sistema de arrefecimento solar com ciclo ejctor de geometria variável para o período de arrefecimento na região do Porto através de simulações em TRNSYS após a seleção de  $\phi$ ,  $A_{col}$  e  $V_{res}$ .

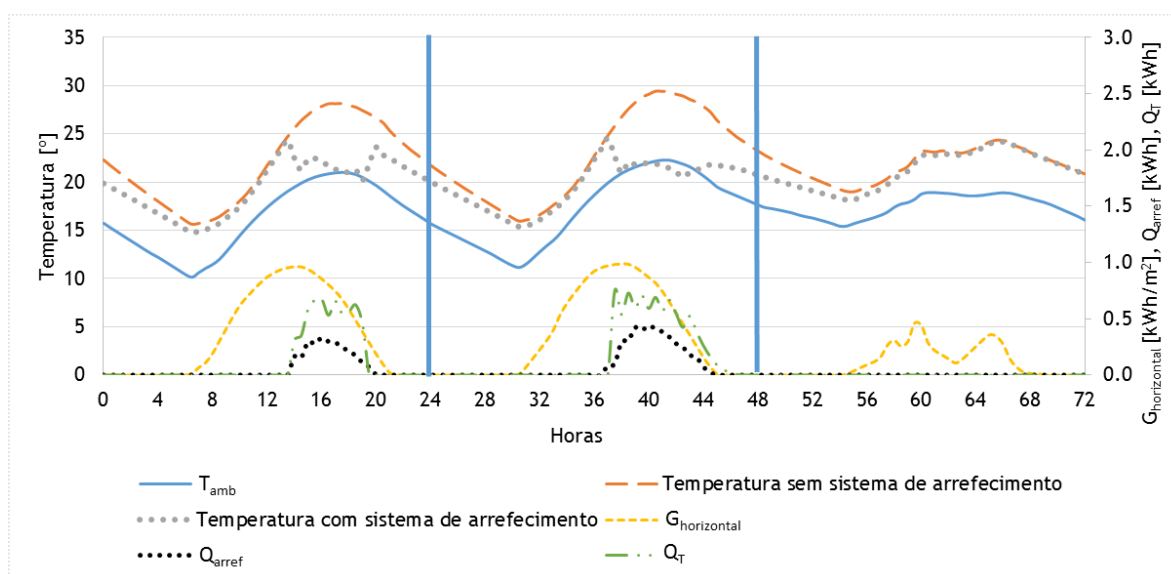
Foram analisados das simulações efetuadas apenas três dias representativos de cada mês para se observar o comportamento do sistema de arrefecimento modelado. Foram seleccionados os dias 14-16 de cada mês.

Para estudar o comportamento do sistema de arrefecimento modelado interessa saber a temperatura ambiente, a temperatura no interior do espaço com e sem sistema de arrefecimento, a irradiação total no plano, a carga térmica necessária retirar ao espaço ( $Q_{arref}$ ) e a energia trocada entre a água de arrefecimento e o ar interior ( $Q_T$ ).



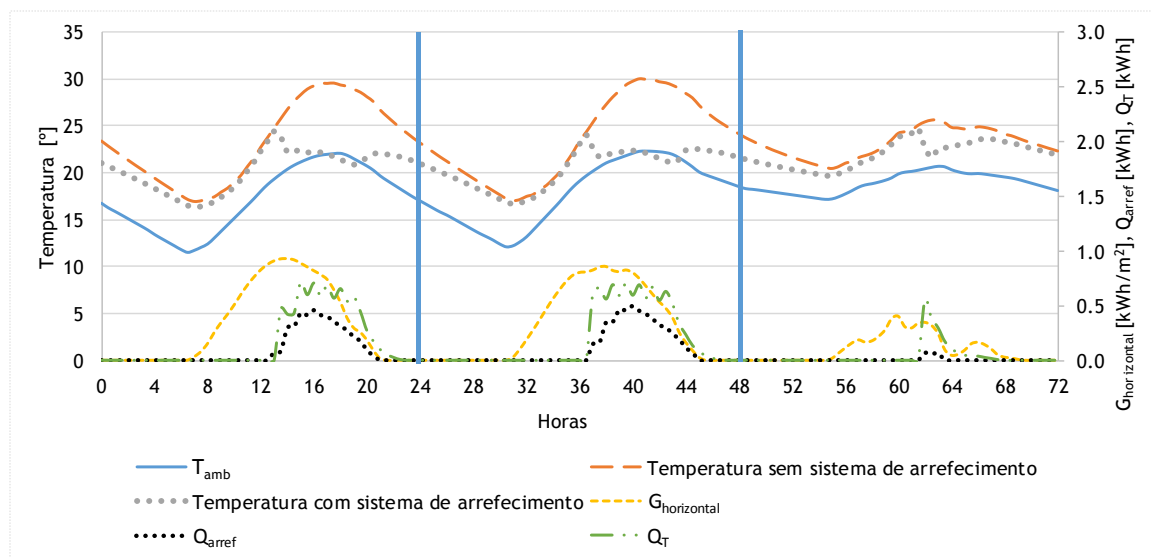
**Figura 31 - Resultado da simulação em TRNSYS para os dias 14,15 e 16 de Maio.**

Para o primeiro dia selecionado do mês de Maio (**Figura 31**) verifica-se que o sistema de arrefecimento liga perto das 15h, quando a temperatura no interior do espaço atinge 25°C. A temperatura do ar interior entre as 15h e as 17h tem uma variação de 2,1°C/hora arrefecendo até perto dos 20°C (17h). A partir das 17h a temperatura volta a aumentar, pode ser explicado devido à variação na radiação solar existente provocada por nebulosidade com a consequência de não conseguir manter a temperatura de 13°C no reservatório de água fria diminuindo as trocas de calor entre o ar interior e a água fria do reservatório. O segundo dia (entre as barras verticais) verifica-se uma estabilização da temperatura no interior em torno dos 21°C durante as horas 38 e 44, a partir desse momento volta a temperatura subir devido à diminuição da radiação solar incidente. O último dia representado não existe a necessidade de arrefecimento. Constata-se que a temperatura do interior do espaço em nenhum momento dos três referidos dias ultrapassa 25°C.



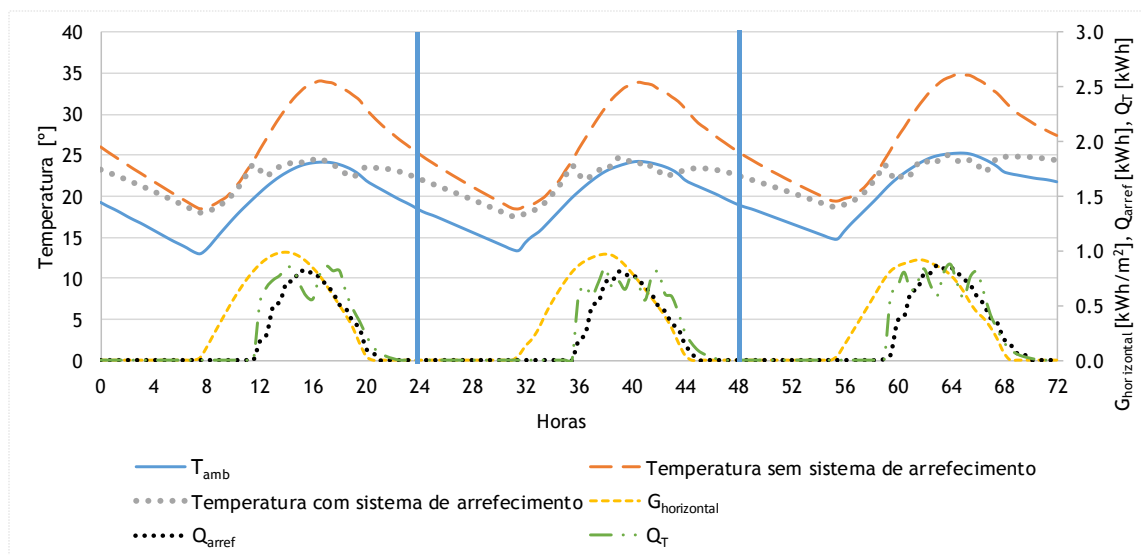
**Figura 32 - Resultado da simulação em TRNSYS para os dias 14,15 e 16 de Junho.**

O comportamento térmico nos dias representativos do mês de Junho está representado na **Figura 32**. Verifica-se para o primeiro dia que o ciclo ejedor funciona entre as 14h e as 19h. Nesse período de tempo o ejedor consegue estabilizar a temperatura em volta dos 22/23°C. A partir do momento que a temperatura diminui até aos 20°C (19h) o ejedor desliga, não necessitando de se ligar outra vez durante o resto do dia 14 de Junho. O segundo dia, liga por volta da hora 37 e estabiliza a temperatura entre os 21/22°C durante o resto do dia, desligando quando o reservatório de água fria já não tem mais capacidade de retirar energia ao interior do espaço. O terceiro dia é idêntico ao dia 16 de Maio em que o interior do espaço não necessita de arrefecimento. Verifica-se que para estes dias não foi ultrapassada a temperatura de 25°C no interior do espaço.



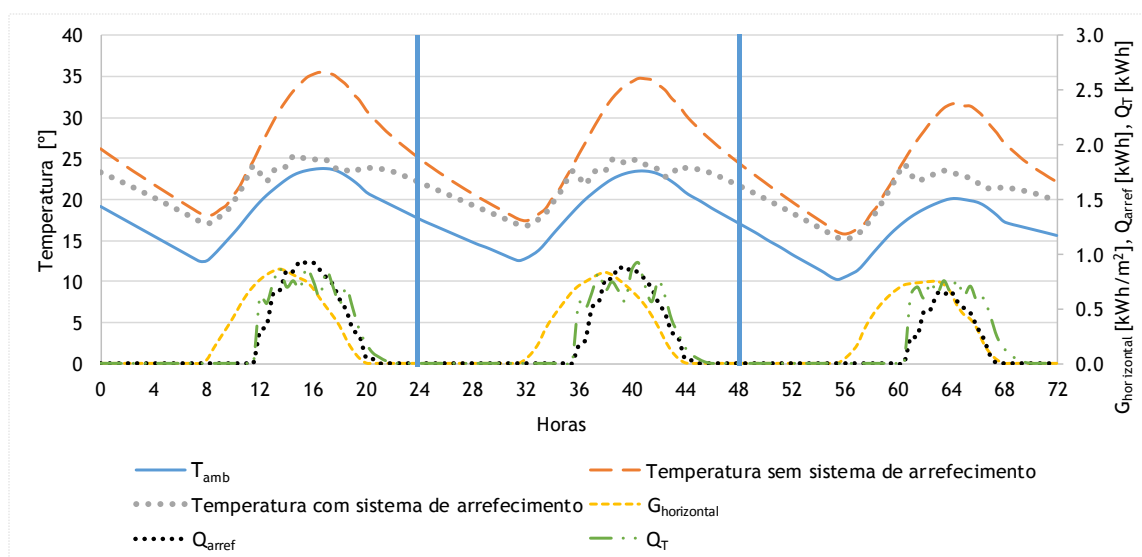
**Figura 33 - Resultado da simulação em TRNSYS para os dias 14,15 e 16 de Julho.**

Relativamente aos dois primeiros dias seleccionados para representar o mês de Julho (**Figura 33**) o sistema de arrefecimento liga por volta das 12h, mantendo-se ligado até não existirem condições de funcionamento ( $T_g$  menor que 80°C ou o reservatório de água fria já não conseguir garantir o arrefecimento do espaço). O último dia nota-se que a necessidade de arrefecimento é baixa (aproximadamente 0,05kWh em cada hora de necessidade), necessitando de arrefecer a partir da hora 61 até à hora 64. O sistema, nesse período de tempo, baixa a temperatura do interior até 22°C, deixando de haver radiação solar suficiente para o manter ligado após essa hora. Observa-se, no entanto, que a temperatura do interior do espaço não ultrapassou os 25°C.



**Figura 34 - Resultado da simulação em TRNSYS para os dias 14,15 e 16 de Agosto.**

A **Figura 34** dá indicação do comportamento do sistema modelado dos dias de 14 a 16 do mês de Agosto. Nota-se que a carga térmica é bastante mais elevada (picos na ordem de 1kWh) em comparação com os meses referidos anteriormente (inferiores a 0,5kWh). O sistema de arrefecimento, em geral para os três dias, funciona durante um período de tempo de 8h entre as 12h e as 20h, mantendo uma temperatura interior entre 25 e 22°C.



**Figura 35 - Resultado da simulação em TRNSYS para os dias 14,15 e 16 de Setembro.**

O comportamento do sistema de arrefecimento para os dias representativos do mês de Setembro encontra-se na **Figura 35**. Observa-se que existe necessidade de arrefecimento a partir das 12h para os três dias. Nota-se, no primeiro dia, que os reservatórios de energia térmica (quente e frio) acumulam a energia suficiente para que o sistema consiga arrefecer o espaço para alturas em que a radiação é baixa (a partir das 19h) evitando que a temperatura no interior do espaço ultrapasse 25°C. O mesmo acontece para o segundo dia a partir da hora 43, a radiação existente já não permite acumulação de energia térmica, mas o reservatório de

água fria possibilita um período de arrefecimento maior evitando se ultrapasse os 25°C no interior do espaço. O último dia apresenta uma carga térmica menor que os outros dois anteriores e por isso o sistema de arrefecimento não tem dificuldade em manter a temperatura do interior mais ou menos constante durante o período de tempo em que está ligado (entre 22°C e 24°C).

Conclui-se que o sistema de arrefecimento solar com ciclo ejedor de geometria variável consegue cumprir a sua função para os dias escolhidos como representativos para cada mês de Verão. Da simulação horária para esse período, após seleção de  $\phi$ ,  $A_{col}$  e  $V_{res}$  obteve-se um  $COP_{ej}$  médio, para esse período, calculado através do quociente entre  $Q_e$  e  $Q_g$ , de 0,39. A eficiência do sistema global foi estimada pelo quociente entre  $Q_T$  e  $Q_g$  e resultou em 16,5%. Tendo em conta os parâmetros utilizados no dimensionamento do subsistema solar, estima-se que a temperatura do interior do espaço não ultrapassa 26°C em 3,4% das horas totais do Verão.



## Capítulo 5

### Conclusões e trabalhos futuros

#### 5.1 Conclusões

A presente dissertação teve como principal objetivo uma análise e dimensionamento de um sistema de arrefecimento com ciclo por ejeção. O próprio ejedor é inovador por ter uma geometria variável. O estudo incidiu apenas no período de Verão (Maio-Setembro). Após realizada a modelação do sistema de arrefecimento solar com ciclo ejedor com o auxílio do TRNSYS, foram realizados estudos paramétricos. Como referência, uma percentagem não superior a 5% de horas acima de 26°C no interior de um espaço com 37,2m<sup>3</sup>, foi considerado como admissível.

Com base numa revisão bibliográfica, foram selecionados coletores de tubos de vácuo para a captação de energia solar térmica, pois conseguem fornecer temperaturas médias elevadas ao gerador do ciclo (acima de 80°C) com um bom rendimento. A inclinação foi simulada para uma área de coletores de 25,8m<sup>2</sup> e um reservatório de água quente de 250 litros numa gama entre 10° e 40° com incrementos de 5° e obteve-se uma maior energia coletada para 20° (12 722kWh), sendo que a variação entre 15° e 25° foi de 0,53% e 0,47%, respetivamente. A utilização de 15m<sup>2</sup> de coletores solares para uma inclinação de 20° e um reservatório de 250 litros de água quente verifica uma percentagem de horas em que a temperatura do interior do espaço modelado ultrapassa 26°C é 2,8%. O reservatório de água quente tem a utilidade de fornecer a energia necessária ao funcionamento do ciclo ejedor para as horas em que existe variações da radiação solar. O menor volume do reservatório de água quente capaz de garantir menos de 5% das horas com uma temperatura do espaço inferior a 26°C é de 150 litros. Da análise, o rendimento estimado dos coletores foi de 50%. O rendimento do sistema foi estimado tendo em conta a energia fornecida ao gerador de vapor sobre a energia que se retirou do espaço e resultou em 16,5%.

O programa de simulação em TRNSYS mostrou-se capaz de simular em regime transiente o comportamento térmico de sistemas de arrefecimento solar para a região do Porto. O programa também possibilita a alteração de parâmetros da configuração do sistema, tais como as dimensões do reservatório, área total de coletores, caudais mássicos de circulação nas bombas, entre outros. Como estimativa do desempenho de sistemas de arrefecimento solar, conclui-se que o trabalho cumpriu os seus objetivos.

## 5.2 Perspetivas de trabalho futuro

Os sistemas de arrefecimento solar que utilizam o ciclo ejeter necessitam ainda de investigação e desenvolvimento de forma a serem economicamente competitivos com o mercado atual.

Com a intenção de melhorar o sistema modelado na presente dissertação sugerem-se os seguintes desenvolvimentos e estudos:

- Validar o modelo com medições experimentais.
- Alargar o modelo do ciclo ejeter para obter na saída do gerador um grau de sobreaquecimento escolhido pelo utilizador.
- Realizar uma otimização a nível dos caudais a circular nas bombas nos diversos subsistemas modelados.
- Considerar uma razão entre o volume e a altura do reservatório tanto de água quente como de água fria.
- Otimizar o volume do reservatório de água fria, por forma a conseguir mais horas de arrefecimento no interior do espaço modelado.
- Realizar uma análise económica do subsistema solar, uma vez que este representa a maior fatia do investimento num sistema de arrefecimento solar.
- Utilizar incrementos mais reduzidos na estimativa Da inclinação e área dos coletores solares bem como no reservatório de água quente.



## Referências

1. Klein, S., *TRNSYS*, S.E. Laboratory, Editor. 2008: University of Wisconsin, Madison, USA.
2. Salah El-Din, M.M., *Solar Refrigeration and Power Generation- an Overview*, in *International Conference on Energy and Environment 2006*.
3. Nguyen, V.M., S.B. Riffat, and P.S. Doherty, *Development of a solar-powered passive ejector cooling system*. *Applied Thermal Engineering*, 2001. **21**(2): p. 157-168.
4. Oliveira, A.C., *Sistemas de arrefecimento Solar*. Slides das aulas teórico-práticas da disciplina de Tecnologias Energeticas Avançadas 2013.
5. Pridasawas, W., *Solar-Driven Refrigeration Systems with Focus on the Ejector Cycle*. 2006, School of Industrial Engineering and Management.
6. Abdulateef, J.M., et al., *Review on solar-driven ejector refrigeration technologies*. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2009. **13**(6-7): p. 1338-1349.
7. Pridasawas, W. and P. Lundqvisti, *A year-round dynamic simulation of a solar-driven ejector refrigeration system with iso-butane as a refrigerant*. *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid*, 2007. **30**(5): p. 840-850.
8. *Decreto-Lei n.º 29/2011 de 28 de Fevereiro de 2011*, in *Diário da República n.º 41, 1.ª Série*. Ministério da Economia da Inovação e do Desenvolvimento.
9. Kim, D.S. and C.A.I. Ferreira, *Solar refrigeration options - a state-of-the-art review*. *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid*, 2008. **31**(1): p. 3-15.
10. Lopes, P.J.G., *Análise experimental de um ciclo de arrefecimento solar com ejector de geometria variável*, in *Engenharia Mecânica*. 2013, FEUP.
11. Boumaraf, L. and A. Lallemand, *Modeling of an ejector refrigerating system operating in dimensioning and off-dimensioning conditions with the working fluids R142b and R600a*. *Applied Thermal Engineering*, 2009. **29**(2-3): p. 265-274.
12. Pichanusakorn, P. and P. Bandaru, *Nanostructured thermoelectrics*. *Materials Science and Engineering: R: Reports*, 2010. **67**(2-4): p. 19-63.
13. Riffat, S.B., Abu-Zour, *Solar-Driven Air-Conditioning Cycles: A review*. *Journal of Engineering Research*, 2007. **4**: p. 48-63.
14. Lebre, P.M.d.S., *Estudo da importância de um ejector de geometria variável para aplicação em ciclos de refrigeração*. 2012.
15. Varga, S., Oliveira, A.C., *Arrefecimento com Sistemas Solares Térmicos de Ejecção*, in *Renováveis Magazine*. 2011.
16. Chen, Y.M. and C.Y. Sun, *Experimental study of the performance characteristics of a steam-ejector refrigeration system*. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1997. **15**(4): p. 384-394.
17. Luo, H.L., et al., *An efficient solar-powered adsorption chiller and its application in low-temperature grain storage*. *Solar Energy*, 2007. **81**(5): p. 607-613.
18. Hwang, Y., Reinhard, R., Alili, A. A., Kubo, I., *Review of Solar Cooling Technologies*. *HVAC&R Research*, 2008. **14**.

19. Rajapakse, A. and S. Chungpibulpatana, *Dynamic Simulation of a Photovoltaic Refrigeration System*. Reric International Energy Journal, 1994. **16**(2): p. 67-101.
20. Riffat, S.B., S.A. Omer, and X.L. Ma, *A novel thermoelectric refrigeration system employing heat pipes and a phase change material: an experimental investigation*. Renewable Energy, 2001. **23**(2): p. 313-323.
21. Dai, Y.J., R.Z. Wang, and L. Ni, *Experimental investigation on a thermoelectric refrigerator driven by solar cells*. Renewable Energy, 2003. **28**(6): p. 949-959.
22. Berchowit, D.M., J. McEntee, and S. Welty. *Design and testing of a 40 W free-piston Stirling cycle cooling unit*. in *Proceedings of 20th International Congress of Refrigeration, Sydney, Australia*. 1999.
23. Newell, T.A., *Thermodynamic analysis of an electrochemical refrigeration cycle*. International Journal of Energy Research, 2000. **24**(5): p. 443-453.
24. Nielsen, K.K., et al., *Magnetic cooling at Risø DTU*. arXiv preprint arXiv:0902.0812, 2009.
25. Zimm, C., et al., *Description and Performance of a Near-Room Temperature Magnetic Refrigerator*, in *Advances in Cryogenic Engineering*, P. Kittel, Editor. 1998, Springer US. p. 1759-1766.
26. Engelbrecht, K. and C.R.H. Bahl, *Evaluating the effect of magnetocaloric properties on magnetic refrigeration performance*. Journal of Applied Physics, 2010. **108**(12).
27. Kuhn, L.T., et al., *Magnetic refrigeration at room temperature - from magnetocaloric materials to a prototype*. Joint European Magnetic Symposia (Jems), 2011. **303**.
28. Gosney, W.B., *Principles of Refrigeration*. 1982: Cambridge University Press.
29. Nehdi, E., Kairouani, L. and Elakhdar, M., *A solar ejector air-conditioning system using environment-friendly working fluids*. International Journal of Energy Research, 2008. **32**: p. 1194-1201.
30. Duffie, J.A. and W.A. Beckman, *Solar engineering of thermal processes*. 2013: John Wiley & Sons.
31. İlerî, A.f., *Yearly simulation of a solar-aided R22-DEGDME absorption heat pump system*. Solar Energy, 1995. **55**(4): p. 255-265.
32. Ssembatya, M., *PERFORMANCE EVALUATION OF A SOLAR COOLING SYSTEM IN UAE - RAS AL KHAJMAH BY BOTH EXPERIMENT AND SIMULATION*. 2013: University of Gävle, Faculty of Engineering and Sustainable Development.
33. Manea, T.F., *Desenvolvimento de uma bancada para ensaios de coletores solares de tubos de vidro a vácuo*. 2012, Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Escola de Engenharia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
34. Company, S.K.I. 2014; Available from: <http://www.solarwaterheater.com.pt/2-3-heat-pipe-solar-collector.html>.
35. Zhang, W., et al., *Optimum selection of solar collectors for a solar-driven ejector air conditioning system by experimental and simulation study*. Energy Conversion and Management, 2012. **63**: p. 106-111.
36. Huang, B.J., et al., *Collector selection for solar ejector cooling system*, in *Solar Energy*. 2001. p. 269-274.
37. Li, Z.F. and K. Sumathy, *Simulation of a solar absorption air conditioning system*. Energy Conversion and Management, 2001. **42**(3): p. 313-327.
38. Chunnanond, K. and S. Aphornratana, *Ejectors: applications in refrigeration technology*. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2004. **8**(2): p. 129-155.
39. Sun, D.W., *Variable geometry ejectors and their applications in ejector refrigeration systems*. Energy, 1996. **21**(10): p. 919-929.
40. Eames, I.W., S. Aphornratana, and H. Haider, *A Theoretical and Experimental-Study of a Small-Scale Steam Jet Refrigerator*. International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid, 1995. **18**(6): p. 378-386.
41. Gutierrez, H.R.V., *SIMULAÇÃO HORÁRIA E OTIMIZAÇÃO TERMO-ECONÔMICA DE CICLOS DE REFRIGERAÇÃO COM EJETOR MOVIDOS A ENERGIA SOLAR E GÁS NATURAL* 2005, UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
42. Yapıcı, R. and F. Akkurt, *Experimental investigation on ejector cooling system performance at low generator temperatures and a preliminary study on solar energy*. Journal of Mechanical Science and Technology, 2012. **26**(11): p. 3653-3659.

43. Varga, S., A.C. Oliveira, and B. Diaconu, *Analysis of a solar-assisted ejector cooling system for air conditioning*. International Journal of Low-Carbon Technologies, 2009. 4(1): p. 2-8.
44. Kuehn, T.T.H., J.J.W. Ramsey, and J.L. Threlkeld, *Thermal Environmental Engineering*. 1998: Prentice Hall.
45. Pridasawas, W. and P. Lundqvist, *An exergy analysis of a solar-driven ejector refrigeration system*. Solar Energy, 2004. 76(4): p. 369-379.
46. Sokolov, M. and D. Hershtal, *Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 1. Systems characterization*. International Journal of Refrigeration, 1990. 13(6): p. 351-356.
47. Varga, S., A.C. Oliveira, and B. Diaconu, *Influence of geometrical factors on steam ejector performance - A numerical assessment*. International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid, 2009. 32(7): p. 1694-1701.
48. Chen, X., et al., *Recent developments in ejector refrigeration technologies*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013. 19(0): p. 629-651.
49. Huang, B.J. and J.M. Chang, *Empirical correlation for ejector design*. International Journal of Refrigeration, 1999. 22(5): p. 379-388.
50. Ma, X.L., et al., *Experimental investigation of a novel steam ejector refrigerator suitable for solar energy applications*. Applied Thermal Engineering, 2010. 30(11-12): p. 1320-1325.
51. Sun, D.-W., *Solar powered combined ejector-vapour compression cycle for air conditioning and refrigeration*. Energy Conversion and Management, 1997. 38(5): p. 479-491.
52. Sun, D.W., *Comparative study of the performance of an ejector refrigeration cycle operating with various refrigerants*. Energy Conversion and Management, 1999. 40(8): p. 873-884.
53. Huang, B.J., et al., *A solar ejector cooling system using refrigerant R141b*. Solar Energy, 1998. 64(4-6): p. 223-226.
54. Pianthong, K., Seehanam, W., Behnia, M., Sriveerakul, T. and Aphornratana, S., *Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique*. Energy Conversion and Management, 2007. 48: p. 2556-2564.
55. Khalil, A., M. Fatouh, and E. Elgendy, *Ejector design and theoretical study of R134a ejector refrigeration cycle*. International Journal of Refrigeration, 2011. 34(7): p. 1684-1698.
56. Cizungu, K., A. Mani, and M. Groll, *Performance comparison of vapour jet refrigeration system with environment friendly working fluids*. Applied Thermal Engineering, 2001. 21(5): p. 585-598.
57. Yapıcı, R., et al., *Experimental determination of the optimum performance of ejector refrigeration system depending on ejector area ratio*. International Journal of Refrigeration, 2008. 31(7): p. 1183-1189.
58. Varga, S., et al., *Experimental and numerical analysis of a variable area ratio steam ejector*. International Journal of Refrigeration, 2011. 34(7): p. 1668-1675.
59. Chunnanond, K. and S. Aphornratana, *An experimental investigation of a steam ejector refrigerator: the analysis of the pressure profile along the ejector*. Applied Thermal Engineering, 2004. 24(2-3): p. 311-322.
60. Ruangtrakoon, N., et al., *CFD simulation on the effect of primary nozzle geometries for a steam ejector in refrigeration cycle*. International Journal of Thermal Sciences, 2013. 63(0): p. 133-145.
61. Rusly, E., et al., *CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system*. International Journal of Refrigeration, 2005. 28(7): p. 1092-1101.
62. Riffat, S.B., G. Gan, and S. Smith, *Computational fluid dynamics applied to ejector heat pumps*. Applied Thermal Engineering, 1996. 16(4): p. 291-297.
63. Sriveerakul, T., S. Aphornratana, and K. Chunnanond, *Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1. Validation of the CFD results*. International Journal of Thermal Sciences, 2007. 46(8): p. 812-822.
64. Dennis, M. and K. Garzoli, *Use of variable geometry ejector with cold store to achieve high solar fraction for solar cooling*. International Journal of Refrigeration, 2011. 34(7): p. 1626-1632.

65. Ribeiro, P.D.V., *Análise de Programas de Cálculo de Consumo de Energia em Edifícios*, in *Departamento de Engenharia Mecânica*. 2006, FEUP.
66. Meteotest. 2003; Available from: [www.meteonorm.com](http://www.meteonorm.com).
67. Joudi, K.A. and Q.J. Abdul-Ghafour, *Development of design charts for solar cooling systems. Part I: computer simulation for a solar cooling system and development of solar cooling design charts*. *Energy Conversion and Management*, 2003. **44**(2): p. 313-339.
68. Vidal, H., S. Colle, and G.D. Pereira, *Modelling and hourly simulation of a solar ejector cooling system*. *Applied Thermal Engineering*, 2006. **26**(7): p. 663-672.
69. Klein, S.A. and F.L. Alvarado, *EES-Engineering Equation Solver*. 2001, F-Chart Software: Wisconsin.
70. Sokolov, M. and D. Hershgal, *Solar-Powered Compression-Enhanced Ejector Air-Conditioner*. *Solar Energy*, 1993. **51**(3): p. 183-194.
71. Arbel, A. and M. Sokolov, *Revisiting solar-powered ejector air conditioner--the greener the better*. *Solar Energy*, 2004. **77**(1): p. 57-66.
72. Guo, J. and H.G. Shen, *Modeling solar-driven ejector refrigeration system offering air conditioning for office buildings*. *Energy and Buildings*, 2009. **41**(2): p. 175-181.
73. Pascoalinho, A.R.C., *NZEB e os novos revestimentos*. 2013.
74. Adene. *Certificação Energética e Ar Interior - Edifícios*. Ventilação e QAI em edifícios 2012; Available from: [www.adene.pt](http://www.adene.pt).

## Anexo A - Modelo implementado no TRNSYS

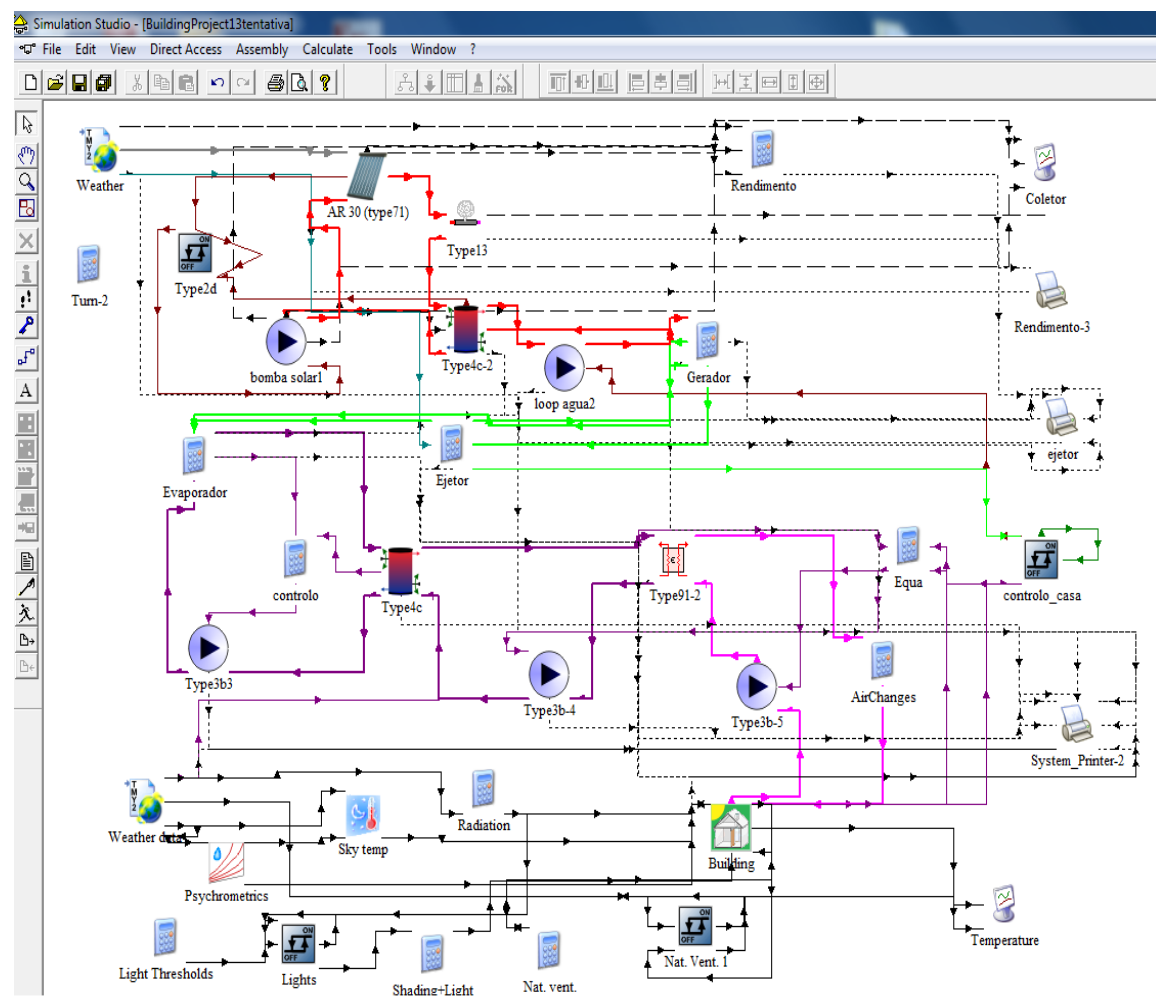


Figura A 1 - Esquema do modelo utilizado no TRNSYS (representação dos Types utilizados).

# Anexo B - Catálogo dos coletores de tubos de vácuo

Institut für Solarenergieforschung GmbH  
Hameln / Emmerthal

Test Centre for Solar Thermal  
Components and Systems

## 1. Summary



Company:	BAXI CALEFACCIÓN S.L.U. 08908 Hospitalet de Liobregat Barcelona, Spain	Report no.:	83-08/D
		Report date:	30.06.2008
Type:	AR 30	Serial no.:	MB 08631
		Year of production:	2006

The following results were obtained from a test of the thermal performance of a solar collector according to EN 12975-2:2006. They apply to the collector described more precisely in the test report no. 83-08/D and to the tests and procedures described herein.

Description of the collector			
Type	evacuated tubular collector	Aperture area	3.228 m <sup>2</sup>
Length/Width/Height	1996 / 2127 / 97 mm	Absorber area	3.020 m <sup>2</sup>
Max. operation pressure	8 bar	Gross area	4.245 m <sup>2</sup>
Weight, empty	81.4 kg	Recommended flow rate	60..150 kg/m <sup>2</sup> h
Heat transfer fluid	polypropylene	Thickness of absorber sheet	0.12 mm
		number of tubes	30

Test results			
Coefficients of efficiency (determined outdoor)		Based on:	aperture area      absorber area
$\eta = \eta_0 - a_1 \cdot (t_m - t_a) / G - a_2 \cdot (t_m - t_a)^2 / G$		$\eta_0 =$	0.779      0.832
		$a_1 =$	1.07 W/m <sup>2</sup> K      1.14 W/m <sup>2</sup> K
		$a_2 =$	0.0135 W/m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> 0.0144 W/m <sup>2</sup> K <sup>2</sup>

Incident angle modifier (determined outdoor)							
proj. angle of incidence $\theta$	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°
$K_{\text{eb,trans}}(\theta_{\text{trans}})$	1.00	1.01	1.04	1.07	1.07	1.02	0.90
$K_{\text{eb,long}}(\theta_{\text{long}})$	1.00	1.00	0.99	0.98	0.96	0.92	0.86
$K_{\text{ed}} =$	0.90						

Power output per collector unit, W			
$T_m - T_a$	400 W/m <sup>2</sup>	Irradiance 700 W/m <sup>2</sup>	1000 W/m <sup>2</sup>
10 K	967	1721	2475
30 K	863	1617	2371
50 K	724	1478	2233

Peak power per collector unit	2514 W <sub>peak</sub>	at $G = 1000 \text{ W/m}^2$ and $t_m - t_a = 0 \text{ K}$
Pressure drop (water, 20 °C)	$\Delta p = 1.2 \text{ mbar}$ $\Delta p = 5.9 \text{ mbar}$	at $\dot{m} = 70.5 \text{ kg/h}$ at $\dot{m} = 210.4 \text{ kg/h}$
Thermal capacity (calculated)	$c = 9.2 \text{ kJ/(m}^2\text{K)}$	$C = 29.6 \text{ kJ/K}$
Stagnation temperature	$t_{\text{stg}} = 286 \text{ °C}$	at $G_S = 1000 \text{ W/m}^2$ and $t_{\text{as}} = 30 \text{ °C}$

Emmerthal, 30.06.2008

pp

Dipl.-Ing. C. Lampe, Head of the Test Centre-EN

Figura A 2 - Recolha dos parâmetros utilizados para os coletores de tubos de vácuo.

## Anexo B - Catálogo dos de tubos de vácuo

### Brazed Plate Heat Exchanger



#### Technical Specification

Modelo : AC10-14H(32830 1400 1)  
 ItemName : 2 Data : 02-11-2011  
 Unidades : 1

		Lado Quente Secondary side	Lado frio Primary
<b>side(S4)</b>			
Fluido		Água	iso-butane
Caudal mássico	kg/h	459.2	79.85
Fluid Condensed/Vaporized	kg/h	0.000	79.85
Temperatura de entrada	°C	120.0	95.1
Dew p.	°C		95.0
Temperatura de saída (vapor/liquid)	°C	110.0	100.0
Operating pressure(Entrada/Saída)	bara	/	18.6/18.5
Perda de carga	kPa	2.97	2.09
Velocity connection(Entrada/Saída)	m/s	0.672/0.667	0.245/2.28
Heat Exchanged	kW	5.400	
Área de Transferência de Calor	m²	0.16	
Coef. Transf. Calor Limpo	W/(m²*K)	3546	
Coef. Transf. Calor Serviço	W/(m²*K)	2238	
Coeficiente de sujamento * 1000	m²K/W	0.0	
Margem	%	58.4	
Mean Temperature Difference	K	15.5	
Direcção relativa dos fluídos		Contra-corrente	
Número de passagens		1	1

Figura A 3 - Catálogo do gerador de vapor (caudal mássico nominal da água utilizado na simulação).

## Anexo D - Regressão linear para as entalpias

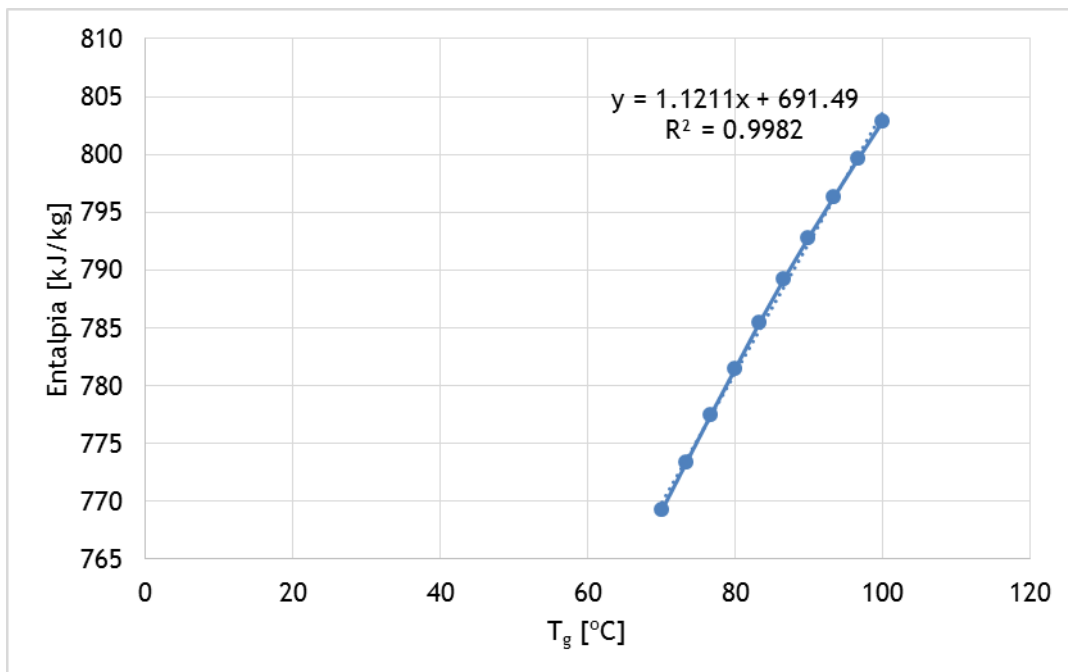


Figura A 4 - Regressão linear de aproximação de  $h_g$  em função de  $T_g$ .

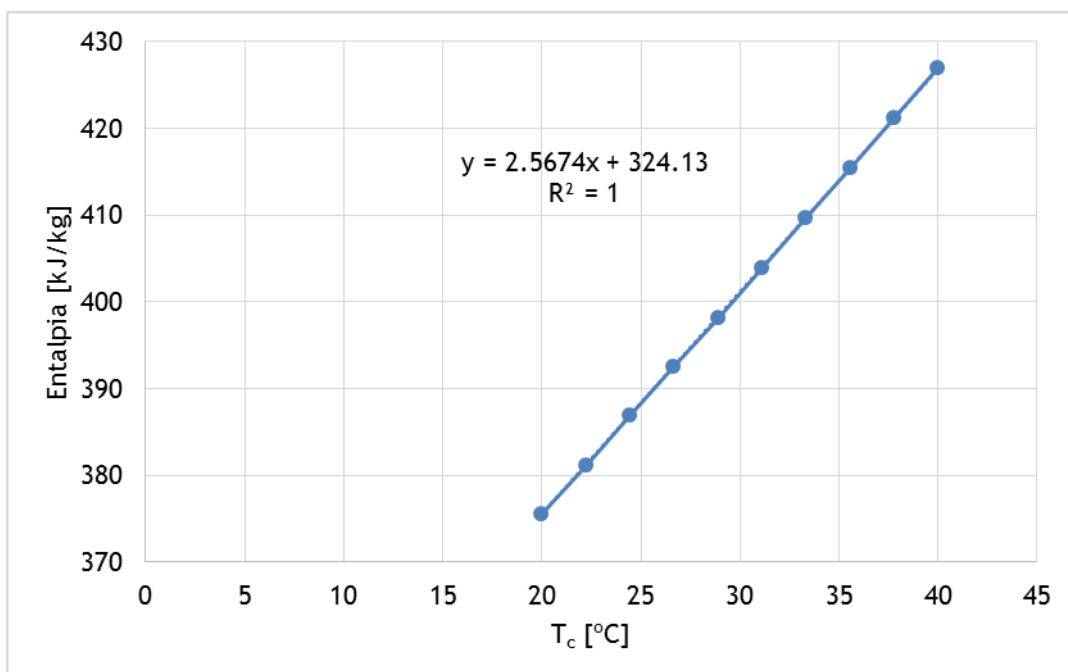


Figura A 5 - Regressão linear de aproximação de  $h_c$  em função de  $T_c$ .



## Anexo E - Polinómio ajustado ao modelo do ejetor de geometria variável

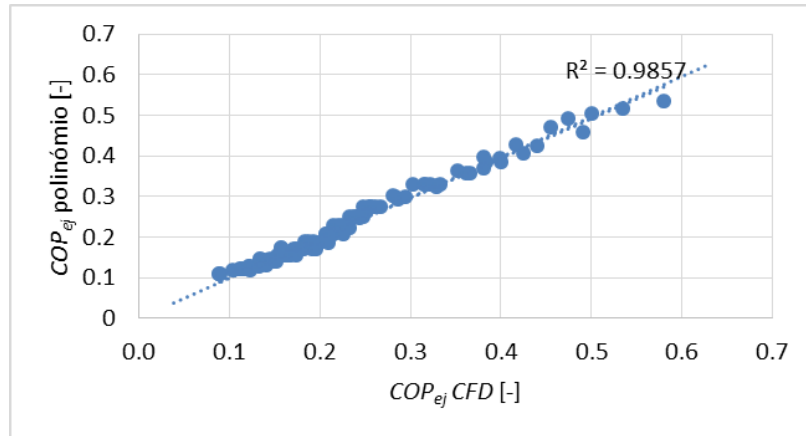


Figura A 6 - Polinómio de ajustamento ao  $COP_{ej}$  do modelo em CFD.

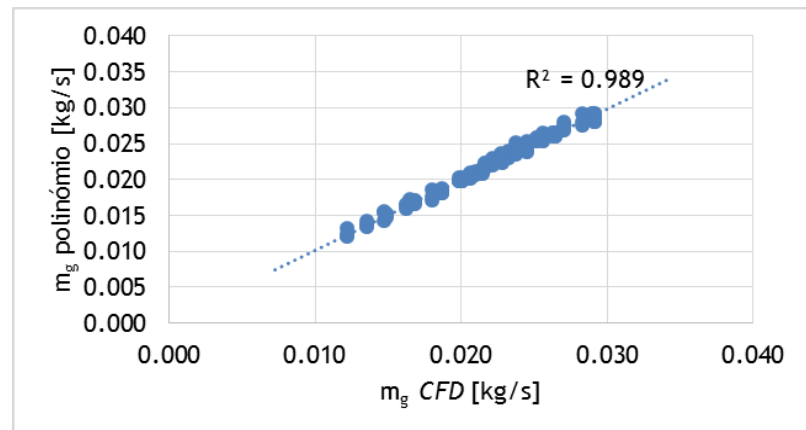


Figura A 7 - Polinómio de ajustamento de  $\dot{m}_g$  do modelo em CFD.

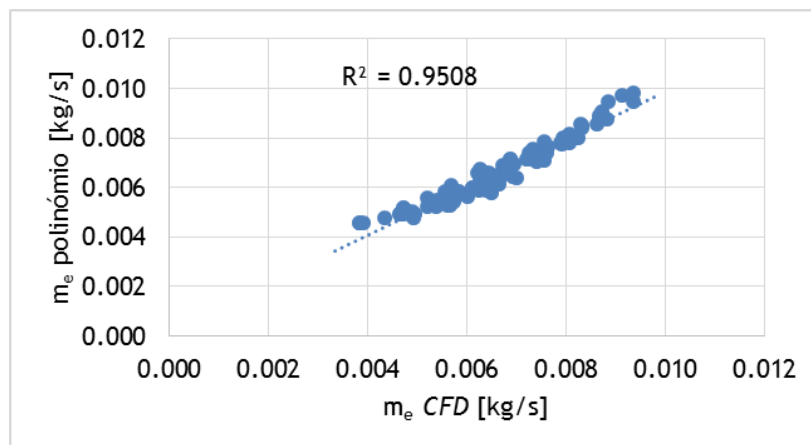


Figura A 8 - Polinómio de ajustamento de  $\dot{m}_e$  do modelo em CFD.

## Anexo F - Características dos materiais utilizados no TRNBuild

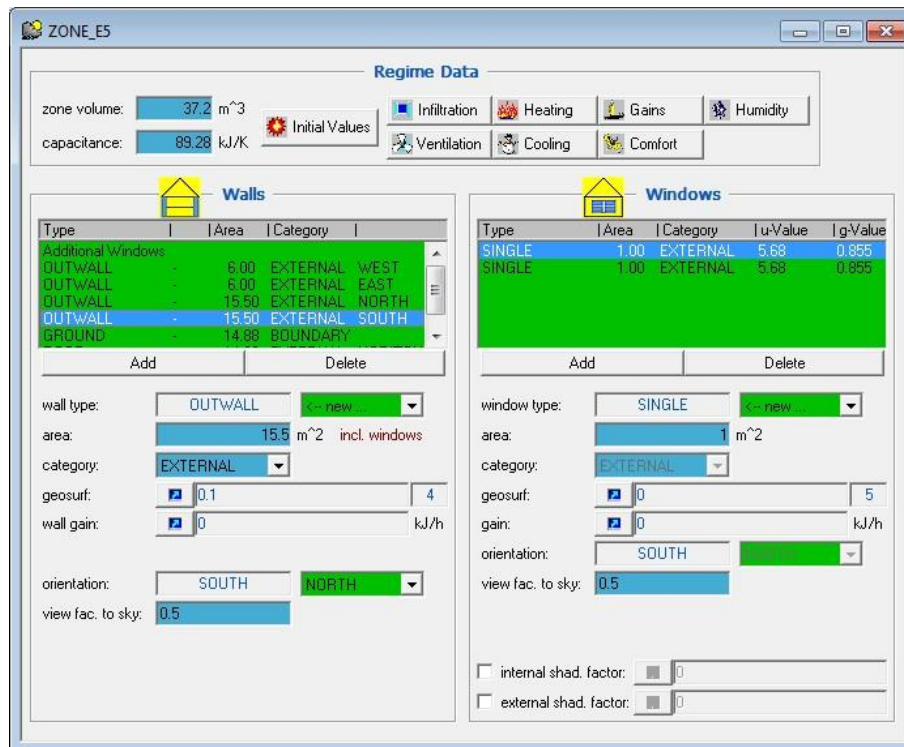


Figura A 9 - Interface com o TRNBuild para a modelação do espaço.

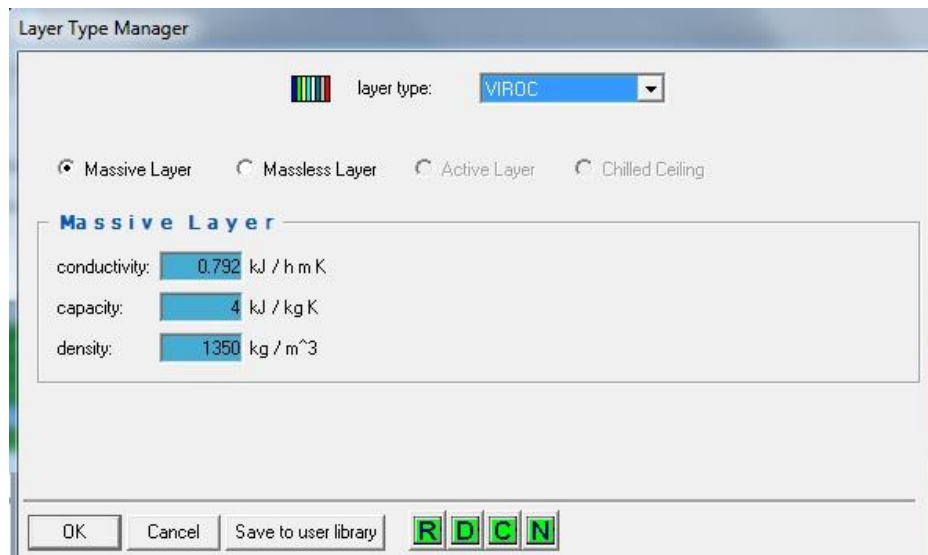


Figura A 10 - Propriedades do material VIROC na interface com o TRNBuild.

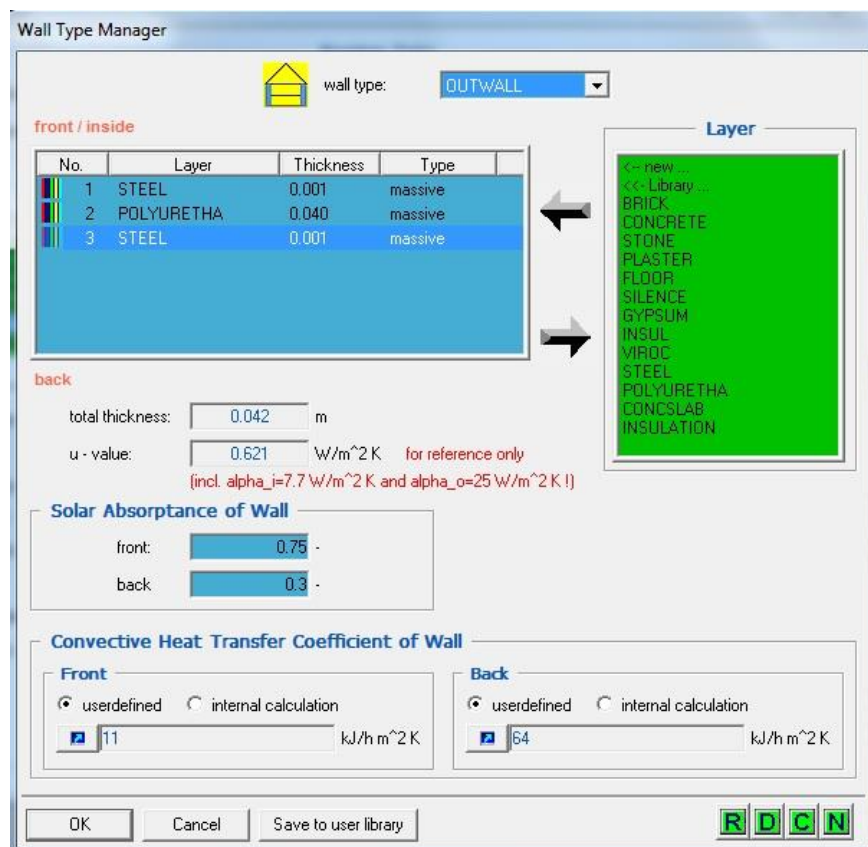


Figura A 11 - Definição das camadas das paredes do espaço modelado no TRNBuild.

## Anexo G - Valores predominantes para ventilação natural em moradias

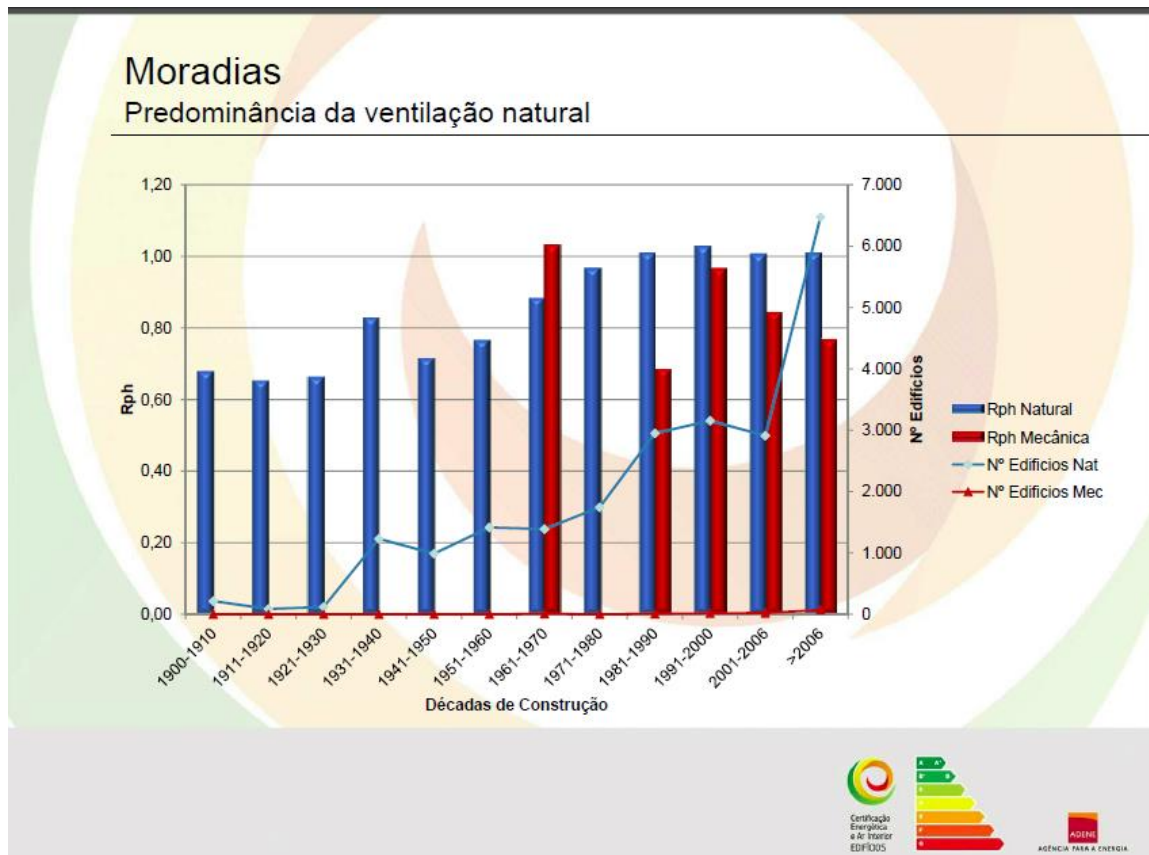


Figura A 12 - Evolução do número de renovações por hora com ventilação natural.

# Anexo H - Catálogo do evaporador

## Brazed Plate Heat Exchanger

### Technical Specification

Modelo : CB30-14H(32870 8378 1)  
 ItemName : EVAPORADOR Data : 20-10-2011  
 Unidades : 1

		Lado Quente Secondary side	Lado frio Primary
<b>side(S4)</b>			
Fluido		Água	iso-butane
Caudal mássico	kg/s	0.1182	0.008500
Temperatura de entrada	°C	20.0	10.4
Dew p.	°C		10.0
Temperatura de saída(vapor/liquid)	°C	15.0	10.0
Operating pressure(Entrada/Saída)	bara	/	2.23/2.20
Perda de carga	kPa	1.43	2.92
Velocity connection(Entrada/Saída)	m/s	0.285/0.285	0.572/3.54
Heat Exchanged	kW	2.479	
Área de Transferência de Calor	m²	0.35	
Coef. Transf. Calor Limpo	W/(m²*K)	1728	
Coef. Transf. Calor Serviço	W/(m²*K)	1389	
Coeficiente de sujamento * 1000	m²*K/W	0.0	
Margem	%	24.4	
Mean Temperature Difference	K	5.1	
Direcção relativa dos fluidos		Contra-corrente	
Número de passagens		1	1
Materialplate/ brazing		Alloy 316 / Cu	
LigaçãoS1 (Hot-Entrada)		Threaded (External)/ 1" ISO 228/1-G (B21) Alloy	
304			

Figura A 13 - Valor nominal do caudal mássico de água usado no evaporador.

# Anexo I - Catálogo de ventiloconvetores

## CENTRÍFUGOS

## ventiloconvectores

### Sistema 2 Tubos

Modelo	1.3 2T			1.4 2T			2.3 2T			2.4 2T			3.3 2T			3.4 2T			4.3 2T		
Velocidade	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Caudal de Ar m <sup>3</sup> /h	190	240	300	190	240	300	290	360	450	290	360	450	380	480	600	380	480	600	480	600	750
Arrefecimento kW	1,1	1,3	1,5	1,3	1,5	1,8	1,8	2,2	2,5	2	2,4	2,8	2,5	2,9	3,5	2,7	3,3	3,9	2,9	3,4	4
Aquecimento kW	1,4	1,7	2,1	1,6	2	2,3	2,3	2,7	3,3	2,5	3	3,5	3	3,7	4,5	3,2	4	4,8	3,7	4,4	5,2
ΔP Frio kPa	2,6	3,5	4,6	7,0	9,8	13,1	7,9	10,6	14,1	13,1	18	24,7	7	9,7	12,9	8,7	12,4	17	10	13,5	17,9
ΔP Calor kPa	2,1	2,9	3,8	3,7	5,2	7	6,5	8,6	11,4	11,2	15,1	21,1	6	8,2	11,0	7,3	10,3	14,1	8,2	11	14,5
Ventilador W	20	30	40	20	30	50	45	50	60	45	50	60	60	80	95	60	80	95	65	80	95
Potência Sonora dBA	40	45	50	40	45	51	42	47	52	43	50	54	35	42	51	40	45	51	41	47	54
Pressão Sonora dBA	31	36	41	31	36	42	33	38	43	34	41	45	25	33	42	31	36	42	32	38	45
Potência Motor W	53			64			79			98											
Corrente Motor A	0,23			0,28			0,36			0,44											

### Caudais de Água

CAUDAIS DE ÁGUA PARA PERMUTADOR DE 3 FILAS (LITROS/HORA)

	1.3 2T	2.3 2T	3.3 2T	4.3 2T	5.3 2T	6.3 2T	7.3 2T
Mínimo	100	150	150	200	250	300	400
Máximo	500	750	1000	1000	1500	2000	2000

Figura A 14 - Valores dos caudais de ar e água do ventiloconvetor (1.3 2T, velocidade 2).